

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

**Numerické modelování proudění plynu ve ventilu EGR  
výměníku tepla za účelem řízení průtokových parametrů  
proudícího média**

Numerical Modeling of Gas Flow in the EGR Valve of the  
Heat Exchanger to Control the Flow Parameters of the Flowing  
Medium

Student:

Bc. Filip Horáček

Osobní číslo:

HOR0345

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Marian Bojko Ph.D.

Ostrava 2020

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Filip Horáček**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T043 Hydraulika a pneumatika

Téma: Numerické modelování proudění plynu ve ventilu EGR výměníku tepla  
za účelem řízení průtokových parametrů proudícího média  
Numerical Modeling of Gas Flow in the EGR Valve of the Heat  
Exchanger to Control the Flow Parameters of the Flowing Medium

Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

- 1) Rešerše odborné literatury zabývající se požadovaným tématem.
- 2) Definice stacionárního CFD matematického modelu proudění ve ventilu.
- 3) Aplikace stacionárního 2D matematického modelu pro určité polohy ventilu v prostředí ANSYS Fluent.
- 4) Definice metodiky použití pohyblivých sítí v prostředí ANSYS Fluent.
- 5) Aplikace pohyblivé sítě na model proudění ve ventilu (otevírání/zavírání) v prostředí ANSYS Fluent.
- 6) Vyhodnocení výsledků.

### Seznam doporučené odborné literatury:

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A.S. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, 2006, p. 997, ISBN 0-471-45728-0.

KOZUBKOVÁ, M. *Modelování proudění FLUENT, CFX*. VŠB-TU Ostrava, 2008, p. 142, <<http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Kozubkova-Fluent.pdf>>.

KOZUBKOVÁ, M., BLEJCHAŘ, T., BOJKO, M. *Modelování přenosu tepla, hmoty a hybnosti*, VŠB-TU Ostrava, 2019, p. 224, [http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2019/05/Modelovani\\_prenosu\\_teplo\\_hmoty\\_a\\_hybnosti-SKRIPTA.pdf](http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2019/05/Modelovani_prenosu_teplo_hmoty_a_hybnosti-SKRIPTA.pdf).

*ANSYS Fluent Tutorial Guide ANSYS 19.2*. ANSYS Inc., 2018, p. 1033.

*ANSYS Fluent User Guide ANSYS 19.2*. ANSYS Inc., 2018, p. 1433.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Marian Bojko, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020

---

doc. Dr. Ing. Lumír Hružík  
vedoucí katedry



---

prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne: *18.května 2020*



.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů, nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne: 18. května 2020



Podpis studenta

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HORÁČEK, F. *Numerické modelování proudění plynu ve ventilu EGR výměníku tepla za účelem řízení průtokových parametrů proudícího média*. Ostrava: VŠB – Technická universita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2020, 74s, Vedoucí práce: Bojko, M.

Diplomová práce se zabývá stanovením průtokových parametrů EGR ventilu pomocí CFD modelování s využitím nástrojů dynamické sítě v prostředí programu ANSYS Fluent. V úvodu jsou vysvětleny základní informace týkající se EGR ventilu a s tím spojené recirkulace spalín u motorových vozidel. Dále jsou popsány základy CFD modelování v prostředí programu Ansys Fluent a podrobná charakteristika nástrojů dynamické sítě. V rámci této problematiky je zde uveden popis dynamické sítě a její praktické použití. Další kapitoly práce se zabývají praktickou částí spojenou s vyšetřením provozních stavů na zadané geometrii EGR ventilu v prostředí programu ANSYS Fluent. K praktickému řešení je využito dvou přístupů. V prvním případě je úloha řešena jako stacionární a ve druhém případě je úloha řešena jako časově závislá s využitím nástroje dynamické sítě. Výsledky jsou vyhodnoceny graficky v programu ANSYS Fluent a v programu Excel pomocí grafů. V závěru této práce jsou výsledky následně porovnány a zhodnoceny.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

Horáček, F. *Numerical Modeling of Gas Flow in the EGR Valve of the Heat Exchanger to Control the Flow Parameters of the Flowing Medium*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2020, 74p, Leader: Bojko, M.

Master thesis is dealing with the determination of the flow parameters of the EGR valve using CFD modeling with ANSYS Fluent dynamic mesh tools. The introduction explains the basic information about the EGR valve and the associated flue gas recirculation of motor vehicles. Furthermore, the basics of CFD modeling in ANSYS Fluent and detailed characteristics of the dynamic mesh are described. Within this issue, there is a description of the dynamic mesh and its practical use. The next chapters deal with the practical part associated with the examination of operating conditions on the specified geometry of the EGR valve in the ANSYS Fluent. Two approaches are used for practical investigation. In the first case, the problem is solved as stationary and in the second case, the problem is solved as time-dependent using a dynamic mesh tool. The results are evaluated graphically in ANSYS Fluent and Excel using graphs. At the end of this work, the results are compared and evaluated.

# Obsah

Seznam použitých značek a symbolů .....	9
1. Úvod.....	11
2. Charakteristika EGR ventilu .....	13
3. Charakteristika numerického modelování proudění (CFD) .....	15
3.1. Výpočetní software ANSYS Fluent .....	15
3.2. Definice matematického modelu proudění.....	16
3.3. Rovnice kontinuity .....	16
3.4. Navier-Stokesovy rovnice .....	16
3.5. Rovnice energie.....	17
3.6. Základní matematické modely turbulence .....	17
3.7. Modely turbulence $k-\varepsilon$ (Standard, RNG, Realizable) .....	18
3.8. Modely turbulence $k-\omega$ (Standard, SST).....	19
4. Fyzikální vlastnosti tekutin .....	20
4.1. Hustota .....	20
4.2. Viskozita .....	20
4.3. Měrná tepelná konstanta.....	21
4.4. Tepelná vodivost .....	21
5. Charakteristika dynamické sítě v prostředí programu ANSYS Fluent .....	23
5.1. Teorie dynamické sítě .....	23
5.2. Specifikace pohybu tělesa .....	25
5.2.1. Metoda pohybu ve válci – (In-Cylinder method) .....	25
5.2.2. Metoda šesti stupňů volnosti – (Six DOF Solver method).....	26
Metoda šesti stupňů volnosti – popisující rovnice: .....	27
5.2.3. Implicitní metoda aktualizace – (Implicit Update method).....	28
5.3. Metody transformace sítě (přesítování).....	29
5.3.1. Metoda zjemnění výpočetní sítě – (Smoothing method).....	30
5.3.2. Metoda vrstvení buněk výpočetní sítě – (Layering).....	31
5.3.3. Metoda přesítování výpočetní sítě – (Remeshing method).....	32
5.4. Definování zón dynamické sítě.....	33
6. Aplikace numerického modelování na EGR ventil.....	35
6.1. Tvorba 2D geometrie EGR ventilu pro stacionární řešení .....	36
6.2. Tvorba výpočetní sítě, kvalita sítě.....	37
6.2.1. Vyhodnocení kvality vytvořené výpočetní sítě (stacionární řešení) .....	40

6.2.2. Pojmenování okrajových podmínek (stacionární řešení) .....	42
6.3. Nastavení matematického modelu v programu Ansys-Fluent.....	42
6.4. Vyhodnocení výsledků stacionárního řešení .....	45
6.5. Vyhodnocení kvality sítě v post-procesingu (stacionární řešení).....	50
6.6. Shrnutí výsledků stacionárního řešení.....	54
7. Aplikace nástroje Dynamické sítě na 2D model EGR ventilu .....	55
7.1. Tvorba geometrie pro použití nástroje dynamické sítě .....	55
7.2. Tvorba výpočetní sítě pro použití nástroje dynamické sítě .....	55
7.3. Nastavení výpočetního modelu dynamické sítě v prostředí ANSYS Fluent....	57
7.4. Vyhodnocení výsledků výpočtů s použitím dynamické sítě .....	61
8. Porovnání výsledků jednotlivých řešení .....	65
8.1. Grafické vyhodnocení výsledků v případě použití stlačitelného média .....	65
8.2. Grafické vyhodnocení výsledků v případě použití nestlačitelného média .....	66
8.3. Zhodnocení jednotlivých řešení .....	68
9. Závěr .....	69
10. Seznam použité literatury.....	72
11. Seznam příloh.....	74



## Seznam použitých značek a symbolů

Značení	Název	Jednotka
$c_p$	měrná tepelná kapacita	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$
$E$	celková měrná energie	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$
$F_O$	hmotnostní síla (objemová)	$[\text{N}]$
$F_p$	plošná síla (tlaková)	$[\text{N}]$
$F_S$	setrvačná síla	$[\text{N}]$
$h$	zdvih ventilu	$[\text{m}]$
$k$	kinetická energie turbulence	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-2}]$
$p$	tlak	$[\text{Pa}]$
$P$	tepelný výkon	$[\text{W}]$
$q$	tepelný tok	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-2}]$
$Q_m$	Hmotnostní průtok	$[\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}]$
$r$	měrná plynová konstanta	$[\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$
$S$	obsah plochy	$[\text{m}^2]$
$S_h$	člen zahrnující chemické reakce a další	$[1]$
$S_\phi$	zdrojový člen skaláru $\phi$	$[1]$
$T$	absolutní teplota	$[\text{K}]$
$v$	rychlost kapaliny	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
$\vec{M}_B$	vektor momentu objektu	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
$\vec{u}_g$	vektor střední rychlosti sítě	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
$\vec{\omega}_B$	vektor úhlové rychlosti	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$
$\vec{u}$	vektor střední rychlosti	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
$\Gamma$	koeficient rozptylu	$[1]$
$\Delta p$	tlakový spád	$[\text{Pa}]$
$\varepsilon$	turbulentní disipace	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-3}]$
$\eta$	dynamická viskozita	$[\text{Pa}\cdot\text{s}]$
$\lambda$	součinitel molekulové tepelné vodivosti	$[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$

$\nu$	kinematická viskozita	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
$\rho$	hustota	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
$\omega$	specifická disipace energie	$[\text{s}^{-1}]$
$\bar{\tau}$	tenzor vazkých napětí	$[\text{Pa}]$

# 1. Úvod

Náplní diplomové práce je modelování proudění v EGR ventilu za účelem zjištění průtokových parametrů při různých polohách otevření ventilu. Zejména pak vyšetření závislosti hmotnostního průtoku na zdvihu ventilu při různých tlakových spádech. Téma této diplomové práce bylo zadáno firmou Hanon Systems Autopal s.r.o., která je zaměřena na výrobu automobilových součástí. Zdavatel poskytl reálnou i zjednodušenou geometrii EGR ventilu přičemž modelování proudění bylo provedeno na zjednodušené 2D geometrii. EGR ventil je základním hradicím prvkem v okruhu recirkulace výfukových spalin u motorových vozidel. Za pomoci CFD modelování je pak možné vyšetřit proudění uvnitř tohoto prvku během různých poloh otevření ventilu, a tím jej případně optimalizovat.

Na začátku diplomové práce je stručně popsána problematika recirkulace výfukových plynů, EGR ventilu a účel použití tohoto prvku. V další kapitole je popsán použitý výpočetní software ANSYS Fluent a teorie numerického modelování. Jsou uvedeny základní bilanční rovnice, které definují matematický model (rovnice kontinuity, Navier-Stokesovy rovnice a rovnice energie) a nejčastěji používané matematické modely turbulence. Následně jsou popsány vybrané základní fyzikální vlastnosti tekutin. Odpovídající fyzikální veličiny jsou definovány buď jako konstantní hodnoty, nebo jako funkční závislosti. Funkční závislost je uvažována na teplotě s cílem upřesnění matematického modelu.

V závěru teoretické části je popsána problematika použití nástroje dynamické sítě v prostředí programu ANSYS Fluent, který umožňuje řešení úloh s pohyblivým členem geometrie. Podrobně je popsána obecná teorie nástroje dynamické sítě, metody transformace výpočetní sítě a definování pohybu objektů ve výpočetní síti.

Další kapitoly představují praktickou část diplomové práce. Ta je zaměřena na aplikaci matematického modelování proudění v EGR ventilu s použitím dvou přístupů (stacionární matematický model a nestacionární matematický model s použitím nástroje dynamické sítě). Tyto přístupy jsou na závěr porovnány. Jako první je popsán přístup řešení pomocí stacionárního matematického modelu. Pro tento přístup bylo nutné vytvořit několik geometrií a příslušných výpočetních sítí s různým zdvihem EGR ventilu. Geometrii ventilu jsem vytvářel v prostředí programu ANSYS SpaceClaim a výpočetní síť v prostředí programu ANSYS Meshing. Dále jsou definovány okrajové podmínky a fyzikální vlastnosti proudícího média. Na vybraných variantách geometrie (zdvih ventilu 0,1mm a 3,0mm) je provedeno testování několika matematických modelů turbulence ( $k-\epsilon$  Standard,  $k-\epsilon$  RNG a  $k-\epsilon$  Realizable). Na konci kapitoly je uvedeno grafické vyhodnocení kontur velikosti rychlosti a závislosti hmotnostního průtoku na zdvihu ventilu při různých tlakových spádech.

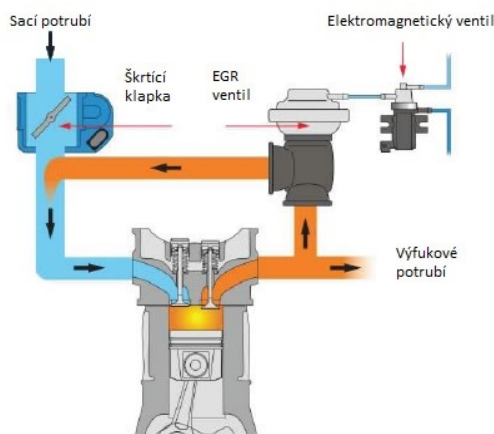
Následující kapitola se zabývá aplikací nástroje dynamické sítě. Postupně je popsána tvorba geometrie ventilu v prostředí programu ANSYS SpaceClaim. Dále tvorba výpočetní sítě v prostředí programu ANSYS Meshing a nastavení matematického modelu pro použití nástroje dynamické sítě.

Následně je popsána specifikace pohybu ventilu a příslušných částí (zón) výpočetní sítě. V závěru této kapitoly jsou vyhodnoceny kontury velikosti rychlosti pro určité polohy EGR ventilu.

V závěru praktické části jsou uvedeny výsledky získané aplikací nástroje dynamické sítě. Pro porovnání jsou do výsledných grafů závislosti hmotnostního průtoku a zdvihu ventilu uvedeny výsledky z obou přístupů řešení. Je uvedeno zhodnocení jednotlivých řešení (stacionární matematický model a matematický model s použitím nástroje dynamické sítě) a jsou popsány výhody použití nástroje dynamické sítě.

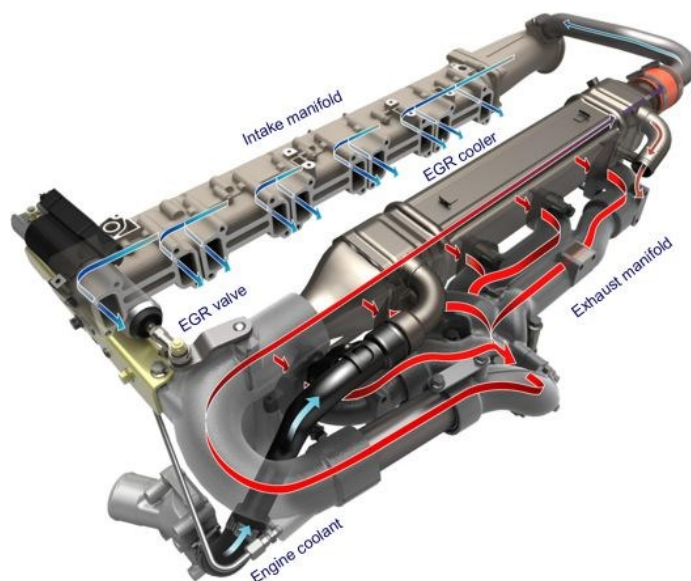
## 2. Charakteristika EGR ventilu

Externí recirkulace spalin představuje velmi účinnou metodu snižování emisí, konkrétně oxidů dusíků (NOx) u zážehových i vznětových motorů silničních vozidel. Část výfukových plynů vyprodukovaných samotným spalováním paliva je vedena zpět do sání motoru a následně do spalovacího prostoru. Výfukové plyny jsou vedeny potrubím od výfuku až zpět k sání motoru. Součástí spojovacího potrubí je ventil recirkulace spalin, který reguluje množství výfukových plynů přiváděných zpět do sání. Tento ventil zpětného vedení výfukových plynů je v odborné literatuře často označován jako AGR – ventil (z něm. Ab-Gas-Rückfuhr – Ventil), případně také jako EGR – ventil (z angl. Exhaust Gas Recirculation) [10].



Obrázek 2.1 – Schéma použití EGR ventilu u spalovacího motoru [7]

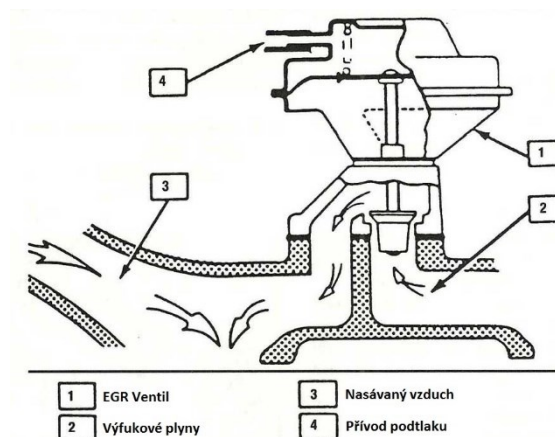
Z důvodu velmi vysokých teplot výfukových plynů, jsou dále tyto plyny většinou vedeny také přes výměník tepla (vzduch-voda) tak, aby byly ochlazeny ještě před zpětným přivedením do sání. Jako chladicí médium se používá chladicí kapalina z okruhu chladicí soustavy motoru. V případech tak zvaných „studených startů“ je díky tomuto výměníku rychleji zahřáta chladicí kapalina a tím je rychleji zahřátý i celý spalovací motor [10,11].



Obrázek 2.2 – Okruh zpětné recirkulace spalin s výměníkem voda-vzduch [8]

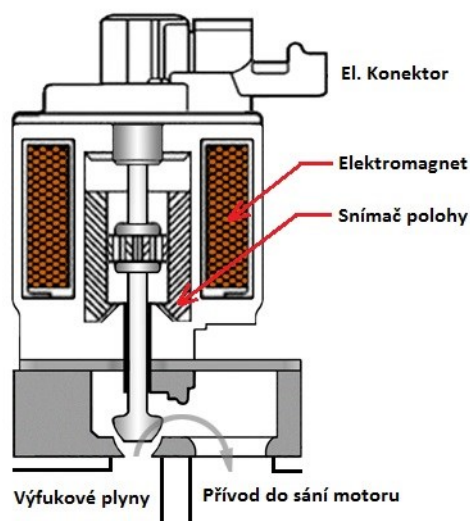
Ventil recirkulace spalín, nebo také zkráceně EGR ventil, je součástí zpětného vedení výfukových plynů, v němž slouží k hrazení průtoku těchto výfukových spalín vedených zpět do sání spalovacího motoru [10].

Nejčastěji je pro ovládnání EGR ventilu používán podtlak, přičemž se využívá jednoduchých membránových ventilů pro vyvození zdvihové síly. Ventil nemá pouze dvě polohy (zcela zavřeno a plně otevřeno) ale je otevírán ve škále od 0% po 100% otevření. Proto se často na ventil umísťuje i potenciometr pro snímání jeho polohy. Samotná regulace podtlaku je většinou realizována solenoidním ventilem [10, 11].



Obrázek 2.3 – Ventil recirkulace spalín v řezu [20]

V současnosti se pro ovládnání tohoto ventilu využívá i elektromagnetické síly. Výhodou těchto elektromagnetických EGR ventilů je až desetinásobně vyšší rychlost přestavění a možnost přesnějšího ovládnání řídicí jednotkou [11].



Obrázek 2.4 – EGR ventil ovládaný elektromagnetem [21]

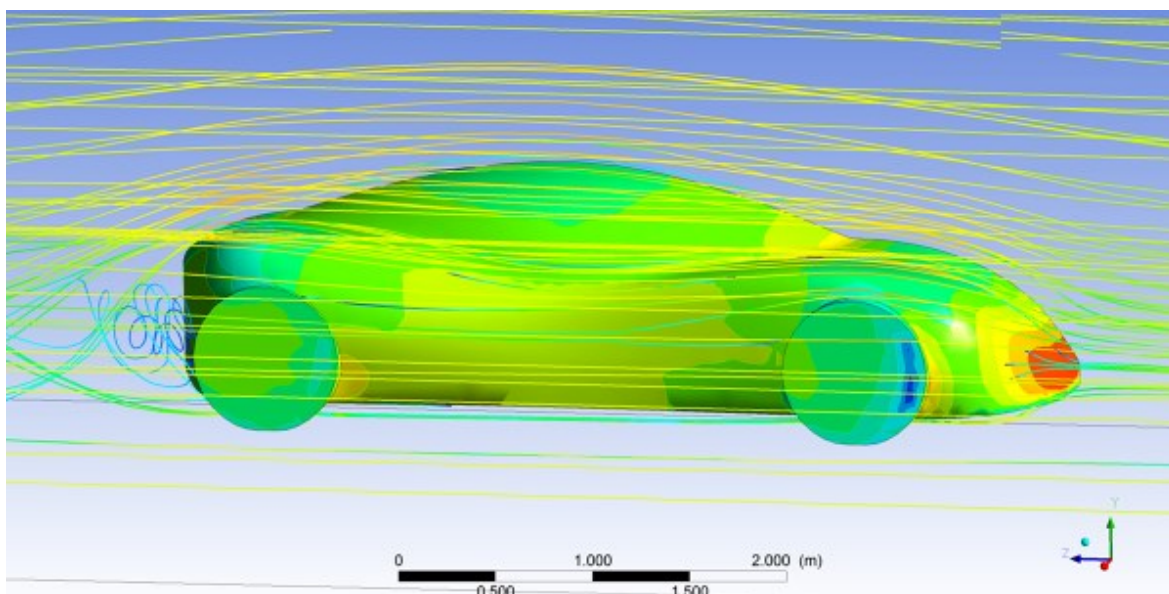
### 3. Charakteristika numerického modelování proudění (CFD)

Výpočet dynamiky tekutin (CFD, z angl. Computational fluid dynamics) je odvětvím mechaniky tekutin, které využívá numerické analýzy a datové struktury k analýze a řešení problémů, které zahrnují toky tekutin. Výpočetní technika se používá k realizaci výpočtů potřebných k simulaci toku volného proudu tekutiny a interakce kapaliny (kapaliny a plynů) s povrchy definovanými okrajovými podmínkami [9, 1, 3].

#### 3.1. Výpočetní software ANSYS Fluent

Pro vyšetřování provozních stavů se v oblasti proudění tekutin využívá zejména experimentální měření v různých výzkumných ústavech a laboratořích. Pro toto měření je potřeba speciálního vybavení laboratoře a v případě nového výrobku i jeho fyzický model. Příkladem může být například měření tlakových ztrát na různých tvarových prvcích. Z těchto důvodů je v poslední době často využíván výpočetní software, který po zadání vstupních a výstupních okrajových podmínek a odladění matematického modelu simuluje provozní stavy zkoumaného prvku. Tímto softwarem může být v oblasti simulace proudění tekutin například Matlab Simulink, ANSYS Fluent a spousta dalších programů.

Při řešení cílů této diplomové práce jsem využil zejména software ANSYS Fluent, který je dostupný i ve studentské verzi s omezeným počtem buněk a uzlů výpočetní sítě. CFD software ANSYS Fluent umožňuje řešení mnoha typů CFD analýz z oblasti proudění tekutin až po například strukturální mechaniky, vzájemné interakce s prouděním (FSI) a včetně magnetismu v tomto prostředí. Tento software umožňuje také automatizovaný simulační proces a použití velkého počtu turbulentních modelů, od stacionárních až po vysoce sofistikované nestacionární modely. Dále ANSYS Fluent poskytuje velkou škálu modelů pro vícefázové proudění a pokročilé modely spalování [12].



Obrázek 3.1 – Ukázka využití CFD modelování pro optimalizaci tvaru karoserie [13]

### 3.2. Definice matematického modelu proudění

Numerické modelování fyzikálních jevů je spjato s modelováním některé z formy pohybu matematickými metodami. Pohyb tekutin je pak spojen s řešením mnoha problémů daných fyzikálním modelem [1]:

- laminární a turbulentní proudění v jednoduchých i složitých geometriích,
- stlačitelné a nestlačitelné proudění,
- stacionární, nestacionární a přechodové proudění,
- přenos tepla, přirozená a smíšená konvekce, radiace,
- vícefázové proudění, proudění s volnou hladinou, proudění s pevnými částicemi,
- proudění porézním prostředím a podobně.

Matematický model je následně dán rovnicemi popisujícími výše uvedené děje. Tyto děje lze dále rozdělit na rovinné dvourozměrné, osově symetrické nebo obecně trojrozměrné a časově závislé. Tyto děje jsou popsány soustavou parciálních diferenciálních rovnic, kterou je nutné řešit numerickými metodami [1].

Soustavy rovnic vycházejí z fyzikálního popisu pohybu tekutiny, který je dán těmito základními zákony: zákon zachování hmoty, hybnosti a energie [1, 3].

### 3.3. Rovnice kontinuity

Tato rovnice vychází z předpokladu zachování hmotnosti při proudění tekutiny a vyjadřuje vztah mezi rychlostí  $v$  a průřezem  $S$  v daném místě uzavřeného potrubí za předpokladu ustáleného proudění nestlačitelné, tedy ideální kapaliny. Rovnice kontinuity je shodná pro skutečnou i pro ideální kapalinu a je vyjádřena následujícím vztahem [2, 6]:

$$Q_v = S \cdot v = \text{konst.} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.1)$$

Kde  $Q_v$  je Objemový průtok [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ],  $S$  je plocha průřezu v daném místě uzavřeného potrubí [ $\text{m}^2$ ] a  $v$  je rychlost proudění v daném místě potrubí [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]. Diferenciální vektorový zápis rovnice kontinuity má tvar:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (3.2)$$

kde  $\vec{u}$  je vektor střední rychlosti [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ].

### 3.4. Navier-Stokesovy rovnice

Navier-Stokesovy rovnice vyjadřují rovnováhu sil při proudění skutečné tekutiny rovnicemi, kde je setrvačná síla rovna součtu plošné (třecí a tlakové) a hmotnostní síly. Rovnováha těchto sil je vyjádřena následující rovnicí [2]:

$$\vec{F}_s = \vec{F}_o + \vec{F}_p \quad (3.3)$$

Pro obecnou stlačitelnou tekutinu má rovnováha sil v pravoúhlém souřadném systému následující vektorový zápis [2]:



$$\frac{\partial(\rho \vec{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \rho \vec{a} + \nabla \cdot (\tau) + S_m \quad (3.4)$$

kde  $\vec{u} \vec{u}$  je dyadický součin vektorů. Tato rovnice se nazývá Navier-Stokesova rovnice, a lze ji pro případ nestlačitelného proudění rozepsat do tří směrů souřadnic  $x, y, z$  [2]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} + \frac{\partial(uw)}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \cdot \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + f_x \\ \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial(vu)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(vw)}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \cdot \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + f_y \\ \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial(wu)}{\partial x} + \frac{\partial(wv)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \cdot \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + f_z \end{aligned} \quad (3.5)$$

### 3.5. Rovnice energie

Z Navier Stokesovy rovnice lze odvodit rovnici energie, kterou lze zapsat v následujícím diferenciálním vektorovém tvaru:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{u} (\rho E + p)) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) - \nabla \cdot (\vec{\tau} \cdot \vec{u}) + S_h \quad (3.6)$$

kde  $E$  je celková měrná (součet vnitřní a kinetické) energie [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ],  $S_h$  je člen zahrnující chemické reakce a další zdroje tepla,  $T$  je absolutní teplota [K],  $\lambda$  je součinitel molekulové tepelné vodivosti [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ] a  $\vec{\tau}$  je tenzor vazkových napětí [Pa]. Dále je tato rovnice energie podrobněji vysvětlena v literatuře [2].

### 3.6. Základní matematické modely turbulence

Modelování turbulence je velmi důležitou součástí ve většině CFD simulací. Většina prováděných simulací je turbulentní, a proto je potřeba použít model turbulence. Pro řešení numerických výpočtů je možné použít několik matematických modelů turbulence. Neexistuje však žádný model turbulence, který by byl všeobecně použitelný pro všechny aplikace. Volba tohoto modelu turbulence je závislá na způsobu toku, požadované přesnosti řešení, dostupné výpočetní technice a množství času pro simulaci. Pro určení nejvhodnějšího modelu pro daný případ je nutné pochopit možnosti a omezení jednotlivých modelů turbulence.

Modelů turbulence je několik, například metoda přímé numerické simulace (DNS), metoda velkých vírů (LES), metoda časového (Reynoldsova) středování (RANS) a spousta dalších. Jedny z nejpoužívanějších jsou dvourovnicové modely  $k-\epsilon$  (Standard, RNG, Realizable), které jsem také vyhodnotil jako nejvhodnější pro moji aplikaci [2, 6, 9].

### 3.7. Modely turbulence k-ε (Standard, RNG, Realizable)

Jedná se o dvourovňové modely turbulence, které umožňují určení délkového i časového měřítka řešením dvou samostatných transportních rovnic. Transportní proměnná  $k$  označuje turbulentní kinetickou energii a transportní proměnná  $\epsilon$  představuje rychlost disipace. Všechny tyto modely k-ε (Standard, RNG a Realizable) řeší transportní rovnice pro  $k$  a  $\epsilon$  a modelují Reynoldsova napětí pomocí turbulentní viskozity  $\mu_t$  podle Boussinesquovy hypotézy. Hlavní rozdíl mezi nimi je ve způsobu stanovení turbulentní viskozity, v turbulentní difuzi  $k$  a  $\epsilon$  a v podmínkách generace a zániku v rovnici pro  $\epsilon$  [2, 6, 9].

#### Model k-ε Standard

Hlavním předpokladem pro použití tohoto modelu je, že proudění je plně turbulentní a efekt molekulární viskozity je zanedbatelný. Tento model je proto použitelný jen při vysokých Reynoldsových číslech. U aplikací s nízkým Reynoldsovým číslem, kde dochází například k zakřivení, zavíření, či odtržení proudu tekutiny není model k-ε Standard vhodný, proto se také postupem času z tohoto modelu vyvinuly další varianty RNG a Realizable [2, 3, 9].

#### Model k-ε RNG

Model RNG je velmi podobný modelu Standard, ale zahrnuje několik vylepšení. V rovnici pro  $\epsilon$  má další člen  $R_\epsilon$ , který zlepšuje přesnost při velkých rychlostech deformace. Zároveň zahrnuje účinek vírů na turbulenci a zvyšuje proto přesnost pro vířivé proudění. RNG model obsahuje také analytický vzorec pro turbulentní Prandtlůva čísla a analyticky odvozenou diferenciální rovnici pro efektivní viskozitu. Díky těmto vylepšením je RNG model přesnější a spolehlivější pro širší rozsah typu proudění, než model k-ε Standard. Je tedy vhodný pro nižší Reynoldsova čísla při existenci zavíření a sekundárního proudění [2, 3, 9].

#### Model k-ε Realizable

Oproti předchozímu modelu Standard obsahuje jinou formulaci pro turbulentní viskozitu a modifikovanou transportní rovnici pro  $\epsilon$ , která je odvozena z exaktní rovnice pro transport střední kvadratické fluktuace vířivosti. Model Realizable opět přidává oproti modelu standard vylepšení pro proudění s velkým zakřiveným proudem, víry, či rotací. Jedním z nedostatků tohoto modelu ovšem je, že vytváří nefyzikální turbulentní viskozitu v situacích, kdy se výpočetní oblast skládá z rotační a stacionární zóny (například při použití metod Multiple reference frames, nebo rotační Sliding mesh, které se nejčastěji používají při simulaci otáčivých součástí, například dmychadla). To je způsobeno zahrnutím účinků střední rotace do definice turbulentní viskozity. Oproti ostatním modelům k-ε, poskytuje model Realizable nejlepší výkon a jeho použití je tedy nejvíce doporučováno [2, 3, 9].

### 3.8. Modely turbulence k- $\omega$ (Standard, SST)

Jedná se opět o dvourovnicové modely, které podobně jako modely k- $\epsilon$  řeší dvě dodatečné diferenciální rovnice. Na rozdíl od rovnice pro  $\epsilon$ , má rovnice pro specifickou disipaci energie  $\omega$  několik výhod. Nejvýznamnější z výhod je, že rovnici lze integrovat bez dalších podmínek přes viskózní podvrstvu. Modely k- $\omega$  obvykle lépe predikují záporný tlakový spád, mezní vrstvy a odtržení proudění [2, 9].

#### Model k- $\omega$ Standard

Model k- $\omega$  Standard je založený na řešení transportních rovnic pro kinetickou energii turbulence  $k$  a specifickou disipaci energie  $\omega$ . Tento model je poměrně přesný v blízkosti stěny a s rostoucí vzdáleností od stěny jeho přesnost klesá. Jeho přesnost je tedy oproti modelu k- $\epsilon$  opačná. Je vhodný pro nižší Reynoldsova čísla, stlačitelnost a smykové proudění a pro přestup tepla [2, 9].

#### Model k- $\omega$ SST

Tento model je vylepšen tak, aby spojoval přesnost modelu k- $\omega$  v oblastech blízko stěny s modelem k- $\epsilon$ , který lépe funguje ve volném proudění dále od stěn. Toho bylo dosaženo konvertováním modelu k- $\epsilon$  do formulace k- $\omega$ . U tohoto modelu jsou použity oba modely zároveň, přičemž jsou násobeny funkcí, která je rovna buď jedné, nebo nule. V blízkosti stěny je tato funkce rovna jedné, což aktivuje model k- $\omega$ . Dále od stěny je funkce rovna nule a je tedy aktivován transformovaný model k- $\epsilon$ . Použitá vylepšení dělají model SST přesnější a spolehlivější pro více typů proudění oproti ostatním modelům [2, 9].

## 4. Fyzikální vlastnosti tekutin

Pro získání správného řešení je nutné vhodně definovat fyzikální vlastnosti (hustota, viskozita, tepelná vodivost, měrná tepelná kapacita) proudícího média. EGR ventilem charakterizovaným ve druhé kapitole proudí výfukové plyny o velmi vysoké teplotě až 500°C. Při výpočtech je tak nutné uvažovat změnu některých fyzikálních vlastností proudícího média v závislosti na jeho teplotě. V následujících podkapitolách definuji základní informace k podstatným fyzikálním vlastnostem proudícího média.

### 4.1. Hustota

Hustota, nebo také měrná hmotnost je fyzikální veličina, která vyjadřuje hmotnost objemové jednotky látky. Hustota, značená jako  $\rho$ , je rovna hmotnosti elementární částice látky  $dm$  ku jejímu elementárnímu objemu  $dV$  [19, 2].

$$\rho = \frac{dm}{dV} [kg \cdot m^{-3}] \quad (4.1)$$

Velikost hustoty kapalin a pevných látek se mění v závislosti na tlaku a teplotě pouze nepatrně, a proto je ve většině výpočtů považována za konstantní  $\rho = konst.$ . U plynů látek je však hustota znatelně teplotně závislá, a proto je třeba v případě výpočtů s proměnnou teplotou se změnou její velikosti počítat [2].

Hustota plynů a par je funkcí stavových veličin, to znamená funkcí teploty  $T$  [K] a tlaku  $p$  [Pa]. Pro její výpočet se používá jednoduchá stavová rovnice **ideálního plynu**:

$$p \cdot V = m \cdot r \cdot T \Rightarrow \frac{p}{\rho} = r \cdot T \quad (4.2)$$

kde  $r$  je měrná plynová konstanta [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ], jejíž velikost závisí na druhu plynu.

Ideální plyn je uvažován jako dokonale stlačitelný a bez vnitřního tření. Rozměry jeho částic jsou tedy zanedbatelné vzhledem k vzdálenostem mezi nimi a kromě vzájemného kontaktu na sebe částice jinak nepůsobí. Zároveň jsou částice uvažovány jako dokonale pružné a jejich celková kinetická energie se tedy při vzájemném kontaktu nemění.

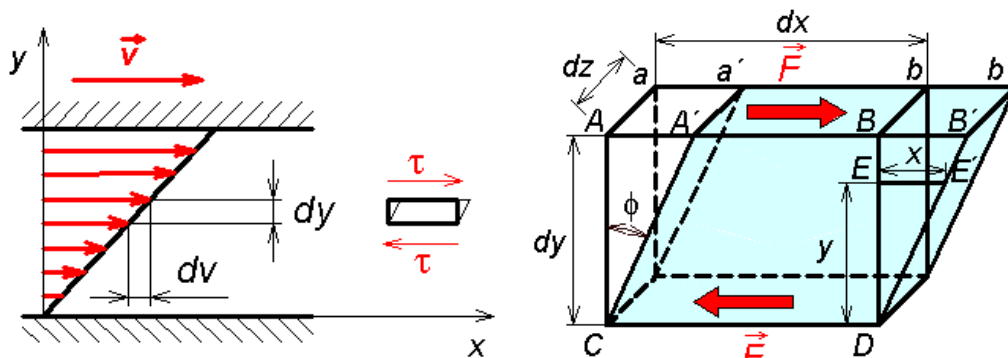
U skutečného plynu se pak uvažuje míra vnitřního tření mezi částicemi (viskozita) a zároveň se plyn neuvažuje jako dokonale stlačitelný, neboť vzdálenosti mezi částicemi nejsou zanedbatelné vzhledem k jejich velikostem [15].

### 4.2. Viskozita

Je fyzikální vlastností jež se projevuje za pohybu skutečných kapalin. Dochází-li k pohybu sousedních vrstev kapaliny různými rychlostmi, vzniká na jejich rozhraní smykové napětí, které brání pohybu. Pomalejší vrstva je urychlována a rychlejší naopak bržděna. Toto tečné napětí je vyvoláno vnitřním třením neboli viskozitou tekutiny. Tečné smykové napětí je úměrné změně rychlosti v kolmém směru na směr pohybu podle Newtonova vztahu [2, 17]:

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} \quad [\text{Pa}] \quad (4.3)$$

kde  $\eta$  je dynamická viskozita (vazkost) a  $\frac{dv}{dy}$  je gradient rychlosti ve směru kolmém na směr pohybu, viz následující obrázek 4.1. Tato formulace je známá od roku 1687, kdy ji uvedl anglický fyzik Isaac Newton pro laminární proudění. Smykové napětí způsobuje úhlovou deformaci elementárního objemu tekutiny, jak lze vidět na obrázku Obrázek 4.1 [2, 17].



Obrázek 4.1 – Smykové napětí při laminárním proudění [2]

Jednotka dynamické viskozity  $\eta$  je pak definována pomocí vztahu pro smykové napětí:

$$[\eta] = \frac{[\tau] \cdot [y]}{[v]} = \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} = \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} = \text{Pa} \cdot \text{s} \quad (4.4)$$

Kinematická viskozita je po-té dána podílem dynamické viskozity a hustoty. Její rozměr neobsahuje jednotky hmotnosti a síly [2, 17].

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad [\nu] = \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.5)$$

### 4.3. Měrná tepelná konstanta

Měrné teplo je definováno jako množství tepelné energie použité k ohřátí 1 kilogramu látky o 1 teplotní stupeň °C. Jinými slovy se jedná o množství tepla  $dQ$  produkujícího u určité hmotnosti látky  $m$  změnu teploty  $dT$  [1, 18]:

$$c = \frac{dQ}{m \cdot dT} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (4.6)$$

Měrná tepelná konstanta má mírnou závislost na teplotě, se kterou je nutné počítat v případě úloh s proměnou teplotou. Zároveň je nutné ověřit k jaké teplotě se získaná hodnota měrného tepla vztahuje [1, 18].

### 4.4. Tepelná vodivost

Tepelná vodivost je schopnost látky vést teplo. Fyzikální veličina tepelná vodivost definuje rychlost s jakou se teplo látkou šíří a je charakterizována součinitelem tepelné vodivosti. Podobně jako předchozí fyzikální veličiny se velikost tepelné vodivosti mění spolu s teplotou a je závislá na druhu materiálu [1, 19].

Základním zákonem pro šíření tepla je Fourierův zákon, jenž udává vztah mezi tepelným tokem  $q$  a teplotním gradientem  $grad\ T$ , viz následující rovnice:

$$q = \frac{dQ}{dsdt} = \frac{dP}{ds} = -\lambda \nabla T \quad [\text{J} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2} = \text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (4.7)$$

kde  $\lambda$  [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ] je výše popsaná tepelná vodivost,  $Q$  je teplo [J] a  $P$  je tepelný výkon [W]. Záporné znaménko na pravé straně rovnice znázorňuje, že hustota tepelného toku a teplotní gradient mají jako vektory opačný smysl, to znamená, že teplo se šíří ve směru klesající teploty [1, 19].

## 5. Charakteristika dynamické sítě v prostředí programu ANSYS Fluent

Problematika dynamické sítě představuje nástroj v prostředí programu Ansys Fluent, který umožňuje přesíťování vytvořené výpočetní sítě v průběhu samotného výpočtu. Tento nástroj je vhodný při vyšetřování provozních stavů v rámci simulace, kdy dochází k pohybu jedné ze součástí. Příkladem může být například simulace dosedání ventilu do sedla, nebo pohyb pístu ve válci a podobně.

Zvláštním případem pohybu dynamické sítě je posuvná síť (sliding mesh). Model posuvné sítě umožňuje vytvoření simulace, kdy se dvě oddělené zóny pohybují relativně vůči sobě. Definovaný pohyb může být podobně jako u běžné dynamické sítě translační i rotační.

### 5.1. Teorie dynamické sítě

Funkce dynamické sítě umožňuje pohyb okrajových podmínek (hranic) výpočetní sítě vzhledem k jiným okrajovým podmínkám. Pohyb hranic sítě pak může být rigidní (přesně daný), například pohyb pístu ve válci, nebo deformační, jako například nafukující se balón. V obou těchto případech musí být uzly sítě, potažmo celé buňky sítě, aktualizovány v závislosti na čase. Řešení dynamické sítě je tedy neodmyslitelně nestabilní. Řídící rovnice popisující pohyb tekutiny jsou popsány níže.

Model dynamické sítě může být také použit v případech, kdy se mění tvar domény v závislosti na čase s ohledem na pohyb na hranici domény. Model dynamické sítě může být také uplatněn v případě vícefázového proudění. Použitá transportní rovnice je platná pro všechny bilanční rovnice, tedy pro rovnice kontinuity, Navier-Stokesovy rovnice, rovnice energie, rovnice příměsí a další. Model dynamické sítě může být také použit při řešení stacionárních úloh, kdy je výhodné transformovat síť během stacionárního řešení [4].

Pro nástroj dynamické sítě je integrální forma zákona zachování obecného skaláru  $\varphi$  pro libovolný objem  $V$ , jehož hranice se pohybují vyjádřena následující rovnicí [3]:

$$\frac{d}{dt} \int_{\partial V} \rho \varphi dV + \int_{\partial V} \rho \varphi (\vec{u} - \vec{u}_g) \cdot d\vec{A} = \int_{\partial V} \Gamma \nabla \varphi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\varphi dV \quad (5.1)$$

kde  $\rho$  je hustota tekutiny,  $\vec{u}$  je vektor rychlosti proudu,  $\vec{u}_g$  je rychlost pohybující se sítě,  $\Gamma$  je koeficient rozptylu a  $S_\varphi$  je zdrojový člen skaláru  $\varphi$ . V této rovnici  $\partial V$  reprezentuje kontrolní podmínku objemu  $V$  [3].

Použitím zpětné difference prvního řádu může být derivační člen času z rovnice 5.1 zapsán následovně [3]:

$$\frac{d}{dt} \int_{\partial V} \rho \varphi dV = \frac{(\rho \varphi V)^{n+1} - (\rho \varphi V)^n}{\Delta t} \quad (5.2)$$

kde členy  $n$  a  $n+1$  označují aktuální a příští časovou úroveň. Každý člen  $(n+1)$  objemu  $V^{n+1}$  je počítán pomocí následující rovnice [3]:

$$V^{n+1} = V^n + \frac{dV}{dt} \Delta t \quad (5.3)$$

kde  $dV/dt$  je derivací kontrolního objemu podle času. Pro splnění podmínky zákona zachování výpočetní síť, je derivace kontrolního objemu dle času počítána z následující rovnice [3]:

$$\frac{dV}{dt} = \int_{\partial V} \vec{u}_g \cdot d\vec{A} = \sum_j^{n_f} \vec{u}_{g,j} \cdot \vec{A}_j \quad (5.4)$$

kde  $n_f$  vyjadřuje počet stěn kontrolního objemu a  $\vec{A}_j$  je  $j$ -tý vektor oblasti stěny. Každý člen  $\vec{u}_{g,j} \cdot \vec{A}_j$  stěny kontrolního objemu je pak počítán pomocí následující rovnice [3]:

$$\vec{u}_{g,j} \cdot \vec{A}_j = \frac{\delta V_j}{\Delta t} \quad (5.5)$$

kde  $\delta V_j$  je zaniklý objem stěny kontrolního objemu  $j$  během časového kroku  $\Delta t$ .

Použitím zpětné difference druhého řádu může být derivační člen času z rovnice 5.1 zapsán následovně [3]:

$$\frac{d}{dt} \int_{\partial V} \rho \phi dV = \frac{3(\rho \phi V)^{n+1} - 4(\rho \phi V)^n + (\rho \phi V)^{n-1}}{2\Delta t} \quad (5.6)$$

kde  $n+1$ ,  $n$  a  $n-1$  označují příslušné po sobě jdoucí časové úrovně.

V případě diferenciálního diagramu druhého řádu je kontrolní objem derivovaný podle času počítán stejným způsobem, jako u rovnic prvního řádu (viz rovnice 5.4). Pro druhý řád diferenciálního diagramu je každý člen  $\vec{u}_{g,j} \cdot \vec{A}_j$  kontrolního objemu stěny počítán pomocí následující rovnice [3]:

$$(\vec{u}_{g,j} \cdot \vec{A}_j)^{n+1} = \frac{3}{2} (\vec{u}_{g,j} \cdot \vec{A}_j)^n - \frac{1}{2} (\vec{u}_{g,j} \cdot \vec{A}_j)^{n-1} = \frac{3}{2} \left( \frac{\delta V_j}{\delta t} \right)^n - \frac{1}{2} \left( \frac{\delta V_j}{\delta t} \right)^{n-1} \quad (5.7)$$

kde  $(\delta V_j)^n$  a  $(\delta V_j)^{n-1}$  jsou zaniklé objemy stěn kontrolního objemu při aktuální a minulé úrovni v průběhu časového kroku [3].

Podrobnější popis rovnic popisujících funkci nástroje dynamické sítě lze najít v literatuře ANSYS Fluent Theory Guide [3].

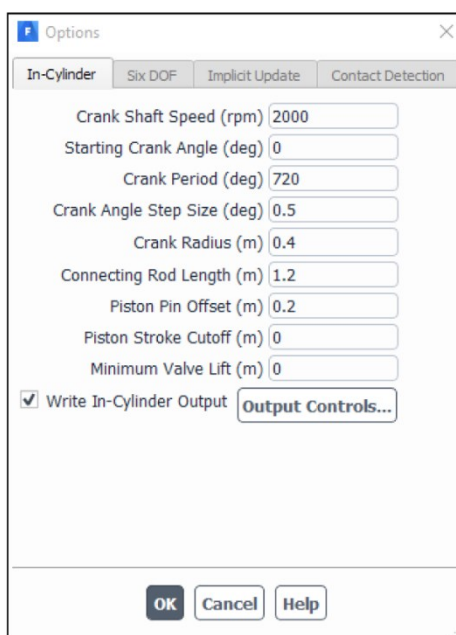


## 5.2. Specifikace pohybu tělesa

Jak je popsáno na začátku této kapitoly, nástroj dynamická síť v prostředí programu ANSYS Fluent je vhodný zejména pro případy simulací, kdy se jeden nebo více součástí v modelu pohybuje. Pohyb dané součásti je nutné jasně definovat. Toto definování se provádí po aktivování nástroje dynamické sítě v příslušné nabídce programu ANSYS Fluent. Nadefinování pohybu je v prostředí tohoto programu možné několika způsoby, které jsou dále popsány v následujících podkapitolách.

### 5.2.1. Metoda pohybu ve válci – (In-Cylinder method)

Tato funkce je určena pro specifické transientní úlohy, konkrétně pro pohyb pístu ve válci spalovacího motoru. Vhodná je tedy pro simulace proudění tekutin spojených se spalováním směsi u spalovacích motorů, například průběh proudění směsi paliva a vzduchu ze sání do spalovacího prostoru, nebo odvádění vyfukových plynů z tohoto prostoru [4].



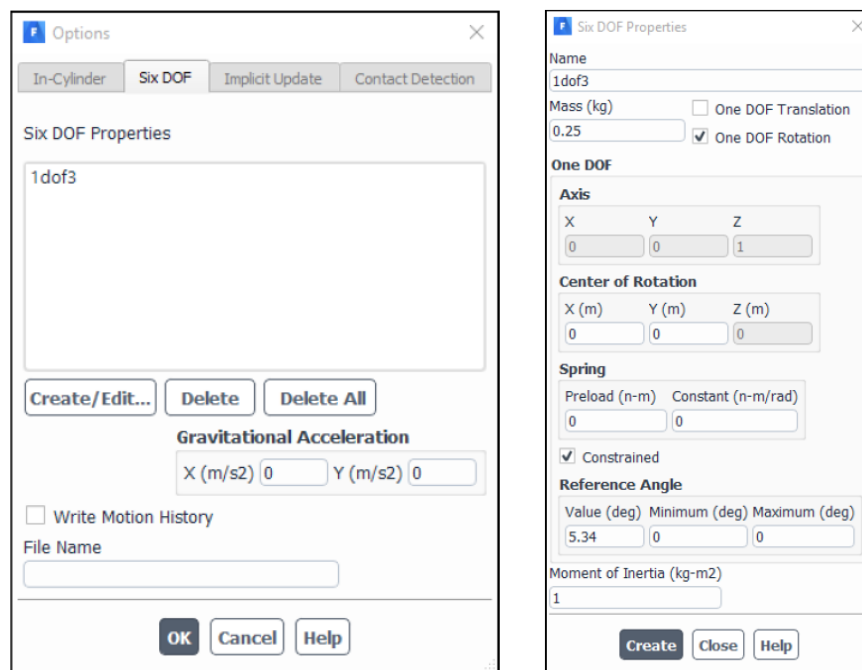
Obrázek 5.1 – dialogové okno pro nastavení metody In-Cylinder [4]

Jak lze vidět, na obrázku 5.1 dialogového okna z prostředí programu ANSYS Fluent, tato předepsaná funkce je primárně přizpůsobena pro parametrizaci pohybu pístu ve válci spalovacího motoru. Parametry, které lze definovat jsou tak například otáčky klikové hřídele, offset neboli přesazení pístního čepu, nebo délka ojnice. ANSYS Fluent také nabízí předdefinovanou funkci pohybu pro tento případ simulace, kdy je pohyb pístu funkcí úhlu natočení klikové hřídele [4].

Při řešení simulace s problematikou pohybu pístu ve válci je nutné nadefinovat také pohyb dalších součástí. U simulace spalovacího motoru s klasickým ventilovým rozvodem je tak nutné nadefinovat i pohyb ventilů. Jedná se tedy o simulaci s využitím prvku dynamické sítě, kdy se pohybuje více jak jeden objekt.

### 5.2.2. Metoda šesti stupňů volnosti – (Six DOF Solver method)

V prostředí programu ANSYS Fluent je také možnost použít nástroj šesti stupňů volnosti (Six degrees of freedom solver), který umí zahrnout externí síly a momenty (jako například aerodynamiku, tíhové síly a momenty) na objekty. Těmito objekty se předpokládají tuhé objekty, které se pohybují. Tyto externí síly a momenty jsou numericky počítány integrací tlaku a smykového napětí na plochách objektu. Pomocí tohoto řešiče mohou být také nadefinovány přídatné síly a momenty od pružiny, která může působit na daný objekt. Jedná se o velmi univerzální možnost pro definování velké škály možných pohybů objektů v rámci různých CFD simulací [4].

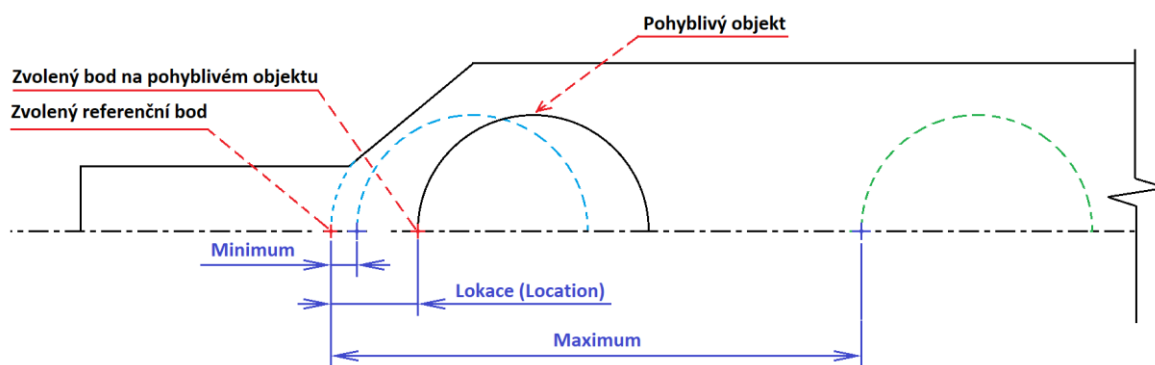


Obrázek 5.2 – dialogové okno pro definování pohybu pomocí metody Six DOF Solver

Jak lze vidět na obrázku 5.2 po vytvoření pohybu pomocí metody Six DOF lze nadefinovat několik parametrů v následujícím dialogovém okně, viz obrázek 5.2 vpravo. Jako první lze nadefinovat druh samotného pohybu. Lze zvolit rotační, nebo translační pohyb a také hmotnost pohyblivého objektu (Mass). Dále je nutné nadefinovat osu rotace, nebo směr translačního pohybu v závislosti na druhu zvoleného pohybu. V rámci tohoto nastavení je možné nadefinovat přídatnou sílu od pružiny. Konkrétně lze nadefinovat konstantu tuhosti pružiny a velikost předepnutí pružiny. Této možnosti lze využít například v případě jednosměrného ventilu, kdy pružina přitlačuje ventil do těsnícího sedla.

Poslední parametr, který je nutný specifikovat je referenční bod, nebo úhel. Tento parametr je definovaný třemi hodnotami. První hodnotou je position (value u rotačního pohybu), kterou se udává aktuální pozice pohyblivého objektu. Tato hodnota odpovídá vzdálenosti od zvoleného bodu na pohyblivém objektu (například hrana pohyblivého objektu) k zvolenému bodu na nepohyblivém objektu (například libovolný bod na ose symetrie). Zvolené body musí ležet na ose symetrie. Další hodnoty minimum a maximum pak určují minimální a maximální možnou pozici pohyblivého objektu. Velikost hodnot minima a maxima musí odpovídat vzdálenostem od zvoleného

referenčního bodu. Ukázka volby referenčního bodu a příslušných hodnot (location, minimum, maximum) je zobrazena na obrázku 5.3.



Obrázek 5.3 – Volba referenčního bodu

Pro posuvný pohyb se hodnoty (location, minimum, maximum) udávají v délkových rozměrech (například: m, mm). Pro rotační pohyb se hodnoty (value, minimum, maximum) udávají v rozměrech úhlových (deg).

### Metoda šesti stupňů volnosti – popisující rovnice:

Řídící rovnice pro translační pohyb je řešena v (inerciálním) setrvačném souřadném systému, viz následující rovnice 5.8 [3]:

$$\vec{v}_G' = \frac{1}{m} \sum \vec{f}_G \quad (5.8)$$

kde  $\vec{v}_G$  je translační pohyb bodu těžiště pohybujícího se objektu,  $m$  je hmotnost objektu a  $\vec{f}_G$  je vektor síly od gravitace.

Rotační pohyb objektu  $\vec{\omega}_B$  je počítán jednodušeji pomocí souřadnic objektu, viz následující rovnice 5.9 [3]:

$$\vec{\omega}_B' = L^{-1}(\sum \vec{M}_B - \vec{\omega}_B \times L \vec{\omega}_B) \quad (5.9)$$

kde  $L$  je tenzor setrvačnosti,  $\vec{M}_B$  je vektor momentu objektu a  $\vec{\omega}_B$  je vektor úhlové rychlosti tuhého tělesa.

Momenty jsou pak transformovány ze setrvačného souřadného systému na souřadný systém objektu pomocí následující rovnice 5.10 [3]:

$$\vec{M}_B = R \vec{M}_G \quad (5.10)$$

kde  $R$  reprezentuje následující transformační matici [3]:

$$\begin{bmatrix} C_\theta C_\psi & C_\theta S_\psi & -S_\theta \\ S_\varphi S_\theta C_\psi - C_\varphi C_\psi & S_\varphi S_\theta S_\psi + C_\varphi C_\psi & S_\varphi C_\psi \\ C_\varphi S_\theta C_\psi + S_\varphi S_\psi & C_\varphi S_\theta S_\psi - S_\varphi C_\psi & C_\varphi C_\psi \end{bmatrix}$$

kde za obecných podmínek je  $C_\chi = \cos(\chi)$  a  $S_\chi = \sin(\chi)$ . Úhly  $\varphi$ ,  $\theta$  a  $\psi$  jsou pak Eulerovými úhly, které reprezentují natočení kolem jednotlivých os. Úhel  $\varphi$  odpovídá natočení kolem osy Z (například klopení u letadel), úhel  $\theta$  odpovídá natočení kolem osy Y (například sklon u letadel) a úhel  $\psi$  odpovídá natočení kolem osy X (například natáčení u letadel).

Poté, co jsou vypočteny translační, nebo úhlové zrychlení z příslušných rovnic (5.8, nebo 5.9), jsou výsledky odvozeny numerickou integrací. Translační, nebo úhlové rychlosti jsou pak během výpočtů dynamických sítí použity pro aktualizaci pohybu daného objektu [3].

### 5.2.3. Implicitní metoda aktualizace – (Implicit Update method)

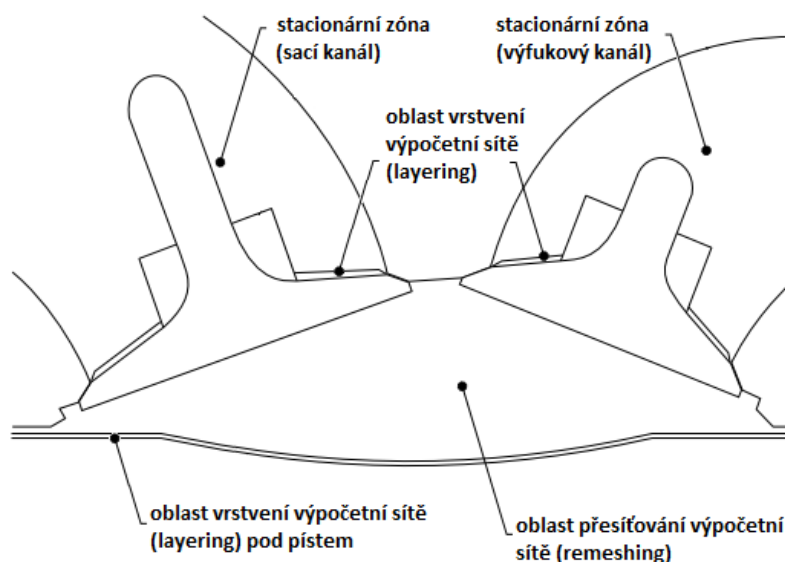
V případě transientních úloh lze rovněž použít prvek implicitní aktualizace výpočetní sítě. To znamená, že výpočetní síť je aktualizována v průběhu časového kroku a nejen na jeho začátku, jak je tomu u klasického nastavení. Tato možnost je tedy vhodná pro aplikace, ve kterých je pohyb výpočetní sítě závislý na průtokovém poli (například pohyb sítě pomocí metody Six DOF řešiče, nebo úlohy zahrnující interakci mezi tekutinou a tuhým tělesem). Pro tyto aplikace vytváří aktualizace během časového kroku lepší vazbu mezi pohybem sítě a proudící tekutinou. Implicitní aktualizace sítě tak umožňuje provádět simulace, které by jinak nemohly být vyřešeny, nebo by vyžadovaly extrémně malý časový krok [4].

Tento prvek nelze použít v případech stacionárního řešení úloh, v případech použití funkce pohybu ve válci (In-Cylinder) a v případech, kdy je úloha řešena na základě metody density-based solver [4].

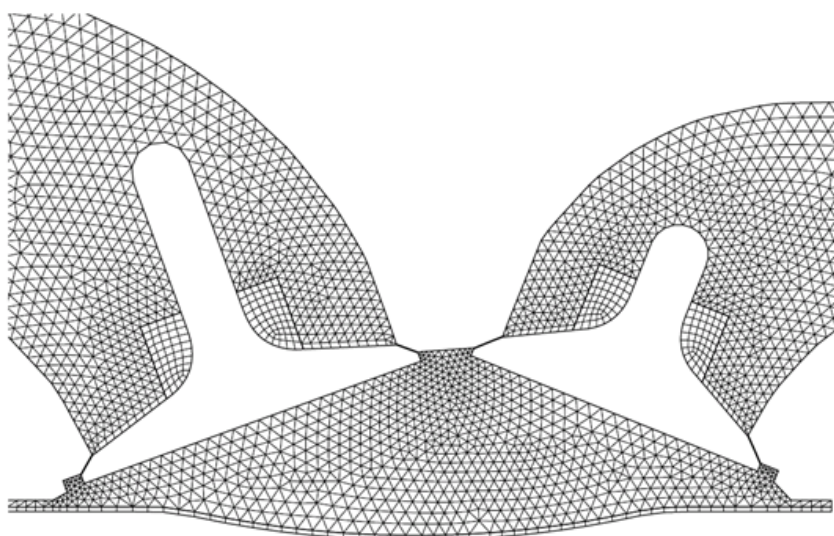
### 5.3. Metody transformace sítě (přesítování)

Při pohybu jednoho nebo více objektů během simulace může docházet také k pohybu a změně tvaru výpočetní sítě. Výpočetní síť se pak může transformovat ve všech uzlech, nebo pouze ve vybraných partiích. Způsob a oblasti transformace (přesítování) sítě je nutné nadefinovat. Program ANSYS Fluent nabízí celkem tři metody změny tvaru sítě v deformujících se oblastech pohybem daného prvku, přičemž je každá z metod vhodná pro určité typy pohybu a tvaru deformované oblasti [4].

Při simulaci pohyblivých úloh s využitím dynamické sítě je vhodné promyslet, dle tvaru a způsobu pohybu objektů, rozdělení výpočetní sítě a okrajových podmínek. Rozdělení okrajových podmínek je nutné pro definování jejich případného pohybu, nebo v případě použití funkce vrstvení sítě (Layering) k nadefinování parametrů zanikání, nebo vytváření vrstev sítě. Rozdělení sítě je pak výhodné, pokud požadujeme pro každou oblast výpočetní sítě různé způsoby přesítování sítě, viz následující obrázky 5.4 a 5.5.



Obrázek 5.4 – Popis rozdělení geometrie na jednotlivé oblasti [4]



Obrázek 5.5 – Základní geometrie sítě rozdělená na několik oblastí [4]

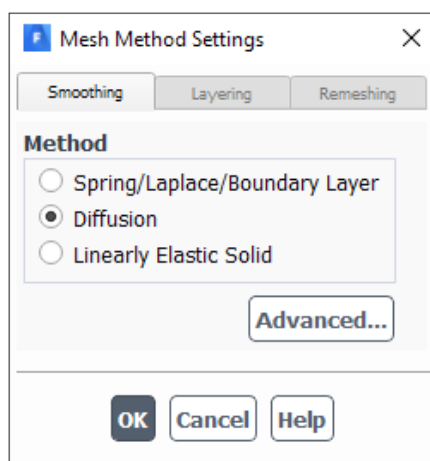
Na obrázku 5.4 je zobrazen spalovací prostor motoru. Na levé straně je umístěn sací ventil a na pravé straně výfukový ventil. Ve spodní části je pak hranice reprezentující vrchní hranu pístu.

Na obrázku 5.5 je pak zobrazena tato geometrie s vytvořenou výpočetní sítí, která je již přizpůsobena následnému pohybu sítě.

Pro zachování kvality sítě je vhodné, aby se neměnila základní struktura výpočetní sítě, ani velikosti buněk během pohybu těles. Pro dosažení tohoto cíle je nutné vhodně zvolit metody přesítování sítě s ohledem na tvar a smysl pohybu pohybujícího se tělesa. V případě jednodušších tvarů lze použít metodu **vrstvení (Layering)**, která při vzniku či zániku buněk pohybem tělesa zachovává čtvercový tvar sítě. V případě zobrazeného příkladu spalovacího prostoru (obrázky č. 5.4 a 5.5) je tato metoda použita při pohybu ventilů (jejich vrchní plocha) a pohybu pístu. V případě složitějších tvarů těles a pohybu těles ve „volném prostoru“ výpočetní sítě, kdy se hrany pohybujícího se tělesa nedotýkají hranic výpočetní sítě, je nutné použít jiné metody zpravidla spojené s použitím trojúhelníkové výpočetní sítě. Příkladem může být pohyb ventilu směrem do spalovacího prostoru na zobrazených obrázcích 5.4 a 5.5, kdy je vhodné použít metodu přeskupení výpočetní sítě (**Remeshing**) [4].

### 5.3.1. Metoda zjemnění výpočetní sítě – (Smoothing method)

Zjemňování (Smoothing) je metoda transformace výpočetní sítě, při které se mění tvar jednotlivých buněk (zejména v oblasti hran pohybujícího se tělesa), ale počet buněk zůstává zachován. Pohyb objektu je tedy absorbován výpočetní sítí. Využití této metody je vhodné v případech částečných rotací a menších posuvných pohybů. Tato metoda se často používá ve spojení s další metodou transformace sítě Remeshing [4].



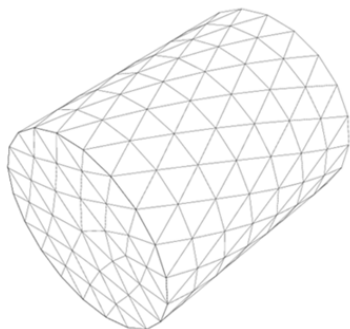
Obrázek 5.6 – dialogové okno pro nastavení metody zjemnění (smoothing)

Na obrázku 5.6 je zobrazeno dělení metody transformace sítě Smoothing na několik dalších možností chování sítě při její transformaci, přičemž každá z těchto možností má různé oblasti použití.

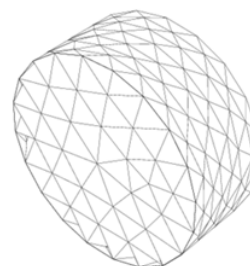
Například možnost **Diffusion-Based Smoothing** (Diffusivity Based on Boundary Distance, Diffusivity Based on Cell Volume) je vhodná pro všechny typy elementů a může být použita k aktualizování výpočetní sítě, jejíž hranice se deformují, nebo pohybují. Oproti možnosti spring-based smoothing je sice náročnější na výpočet, ale její použití vede k zachování lepší kvality sítě.

Podobně jako u možnosti spring-based smoothing, je tato možnost spíše vhodná k použití u translačních pohybů [4].

Na začátku pohybu



Na konci pohybu



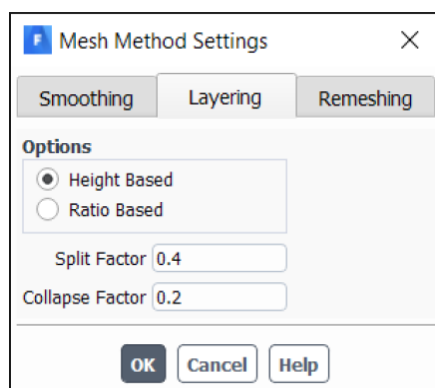
Obrázek 5.7 – Příklad použití metody Spring-Based Smoothing [4]

Na obrázku 5.7 je zobrazen pohyb výpočetní sítě s využitím možnosti Spring-based Smoothing – chování sítě jako pružiny.

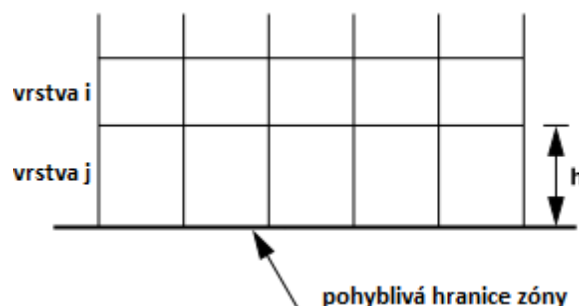
### 5.3.2. Metoda vrstvení buněk výpočetní sítě – (Layering)

V případě výpočetních sítí tvořených prismatickými prvky (3D), nebo čtvercovou sítí (2D) je výhodné pro zachování kvality sítě využít metody vrstvení buněk (Layering). Při této metodě vznikají, či zanikají celé vrstvy buněk za předem definovaných parametrů [4].

Vrstvy buněk jsou rozděleny, nebo sloučeny podle velikosti výšky buňky  $h$  dané vrstvy  $j$ , viz následující obrázek 5.8 a rovnice 5.1:



Obrázek 5.9 – dialogové okno pro nastavení metody vrstvení sítě [4]



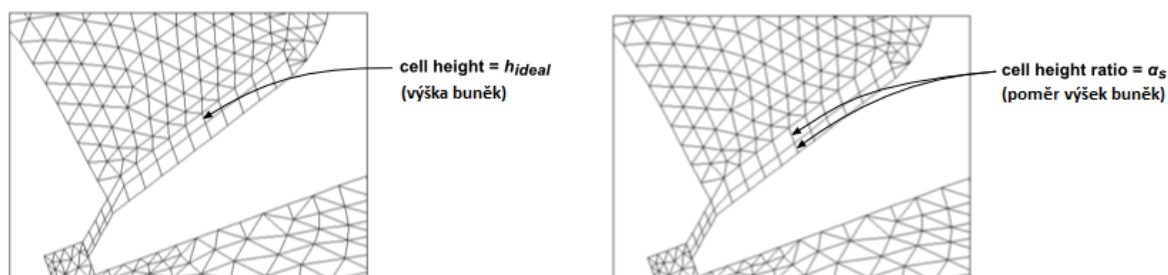
Obrázek 5.8 – popis vrstvení buněk [4]

Pokud se vrstva buněk  $j$  zvětšuje, buňky nejsou rozděleny další vrstvou dokud není splněna následující podmínka [4]:

$$h_{min} > (1 + \alpha_s)h_{ideal} \quad (5.1)$$

kde  $h_{min}$  je minimální výška buněk vrstvy  $j$ ,  $h_{ideal}$  je ideální výška buňky a  $\alpha_s$  je rozdělovací faktor (split factor). Pokud je splněna výše uvedená podmínka (rovnice 5.1), dojde k rozdělení buněk podle zvolené možnosti vrstvení. Lze zvolit možnosti vrstvení na základě výšky, nebo poměru stran.

Podle výšky stran (height-based) jsou buňky rozděleny tak, aby vytvořily vrstvu s konstantní výškou  $h_{ideal}$  a další novou vrstvu s výškou  $h - h_{ideal}$ . Pokud je zvolena možnost poměru stran (ratio-based) jsou buňky lokálně rozděleny tak, aby poměr nových buněk vzhledem k starým buňkám byl po celé vstvě přesně podle definovaného poměru  $\alpha_s$  [4].



Obrázek 5.10 – rozdíl mezi jednotlivými možnostmi metody vrstvení [4]

Pokud se vrstva buněk  $j$  stlačuje, jsou buňky sloučeny až po dosažení následující podmínky (5.2) [4]:

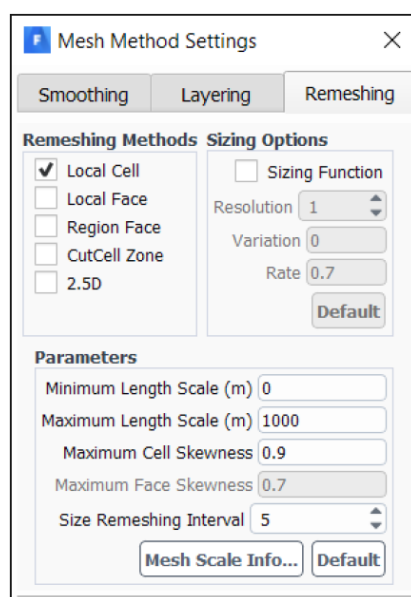
$$h_{min} < \alpha_c h_{ideal} \quad (5.2)$$

kde  $\alpha_c$  je faktor zborcení vrstvy buněk (collapse factor). Pokud je výše uvedená podmínka (rovnice 5.2) splněna, dojde k sloučení vrstvy stlačovaných buněk spolu s vrstvou buněk vedlejší, respektive vrstva  $j$  je sloučena s vrstvou buněk  $i$  (viz obrázek 5.8).

Použití této metody vrstvení buněk výpočetní sítě je spojeno se splněním některých podmínek. Všechny buňky které souvisejí s pohyblivou částí sítě musí být čtvercového, nebo hexahedrálního tvaru. Pohyblivý objekt by měl být jednoduchého tvaru, který lze kopírovat nepřerušovanými vrstvami buněk [4].

### 5.3.3. Metoda přesítování výpočetní sítě – (Remeshing method)

V případech simulací se složitě tvarovanou geometrií, nebo velkým rozsahem pohybu objektu je vhodné použít metodu přesítování sítě Remeshing. Při použití metody zjemňování sítě



Obrázek 5.11 – dialogové okno pro parametrizaci metody vrstvení (Remeshing) [4]



(smoothing) by mohlo dojít k značné deformaci výpočetní sítě, tedy k související degradaci kvality výsledků. Tato metoda na začátku každého časového kroku aktualizuje síť podle nadefinovaných kritérií velikosti buněk a skewness parametru a zachovává tak lépe kvalitu výpočetní sítě [4].

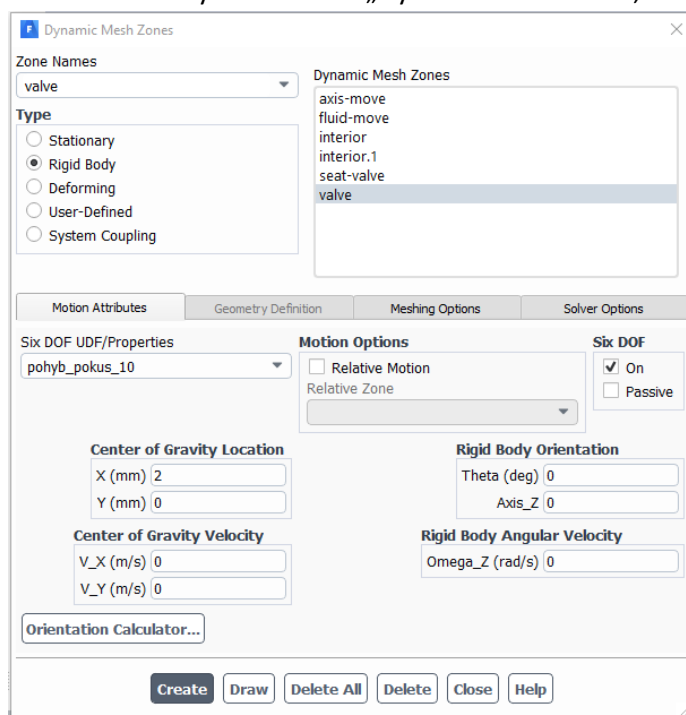
Program ANSYS Fluent nabízí několik různých metod přesítování výpočetní sítě, přičemž každá z těchto metod je vhodná pro určitou aplikaci.

Při použití metod **lokálního přesítování** (Cell a Face) označí program ANSYS Fluent buňky k přesítování podle zadaných kritérií skewness parametru, minimální a maximální délky buňky. Program buňku označí, pokud splňuje jedno, nebo více z následujících kritérií: Skewness parametr buňky je větší než maximální definovaná hodnota. Délka buňky je menší, než definovaná minimální délka buňky, nebo naopak délka buňky je větší, než maximální definovaná délka buňky. Pokud tato metoda není schopná dostatečně redukovat lokálně maximální skewness parametr buněk, pak dojde k přesítování celé oblasti výpočetní sítě. K označování buněk na základě skewness parametru dochází na začátku každého časového kroku. K označování buněk na základě délkových kritérií dochází však pouze po určeném počtu časových kroků (**Size Remeshing Interval**). Rozdíl mezi metodou lokálního přesítování buňky a plochy (Local Cell a Local Face) je v aplikaci. Metoda lokálního přesítování plochy je určena pro 3D geometrie [4].

Dále ANSYS Fluent nabízí také metody Region Face, CutCell Zone a 2.5D. Každá z těchto metod je vhodná pro různé typy elementů výpočetní sítě, různé geometrie a různé aplikace. Bližší popis je pak uvedený v manuálech k programu ANSYS Fluent (ANSYS Fluent User guide [4]).

## 5.4. Definování zón dynamické sítě

Po provedení definice pohybu těles, zvolení a nastavení metod přesítování je dále nutné přiřadit pohyb objektů a výpočetní síť k příslušným zónám výpočetní sítě. Toto nastavení se provádí v dialogovém okně oblasti dynamické sítě „Dynamic Mesh Zone“, viz obrázek 5.12.



Obrázek 5.12 – dialogové okno pro nastavení jednotlivých oblastí dynamické sítě

Jak lze vidět na obrázku 5.12, zónu dynamické sítě lze nadefinovat pomocí několika různých typů zóny. V menu dialogového okna vlevo nahoře se provádí výběr oblasti, kterou je nutné definovat.

Stacionární typ je určen pro oblasti, které mají zůstat během výpočtu a pohybu objektu nehybné.

Rigid Body neboli tuhé těleso, lze použít pro oblasti, které nemění svůj tvar a objem, ale mohou se pohybovat. Pohyb lze nadefinovat aktivováním metody Six DOF řešiče a následným výběrem předem nadefinovaného pohybu. V případě použití tohoto typu zóny je také nutné zadat souřadnice těžiště vztažené k počátku souřadnému systému celé geometrie. Tento typ zóny také umožňuje nastavení počáteční rychlosti pohyblivému tělesu. Pohyb tělesa, které nemá nastavenou počáteční rychlost je iniciován od pohybu proudícího média.

Deformační typ je určen pro oblasti dynamické sítě, u kterých se předpokládá, že budou během pohybu měnit svůj tvar, nebo počet elementů. Po zvolení této možnosti je dále možné nastavit, jaký způsob transformace sítě má být pro vybranou oblast použit (Smoothing, nebo Remeshing, případně kombinace).

Typ User-Defined umožňuje uživateli vybrat vlastní předdefinovaný pohyb. Typ System Coupling je určen pro speciální úlohy s využitím stejnojmenné funkce.

## **Volba délky a počtu časových kroků**

Další podstatnou částí nástroje dynamické sítě je definování parametrů časového kroku. Je nutné správně zvolit délku a počet časových kroků. Oba tyto parametry se určují zejména zkušenostmi výpočtáře. Při prvním výpočtu se nadefinují pouze odhadem, a dále jsou jejich hodnoty upřesněny na základě průběhu výpočtu. Délku časového kroku je vhodné zvolit tak, aby během jednoho časového kroku docházelo pouze k malému pohybu objektu a výpočetní sítě. Lze tak předejít velkým deformacím elementů během pohybu výpočetní sítě. Pro odladění velikosti tohoto parametru je vhodné sledovat průběh pohybu sítě během výpočtu (například pomocí nastavení animace výpočetní sítě, Solution Animation – Mesh).

Počet časových kroků je nutné zvolit tak, aby pohybující se objekt dosáhl požadované polohy. Proto je vhodné sledovat průběh rychlosti pohybujícího se objektu během výpočtu. Ve chvíli, kdy dojde k poklesu na nulovou rychlost, je dosaženo maximální polohy a výpočet může být ukončen.

## 6. Aplikace numerického modelování na EGR ventil

V rámci předchozích kapitol byly definovány důležité teoretické základy, které byly využity při modelování proudění v EGR ventilu. Popsané přístupy byly postupně použity pro řešení zadané úlohy vyšetřování provozních stavů na zadané geometrii EGR ventilu použitím stacionárních řešení a použitím pohyblivých sítí.

Následující kapitoly se věnují aplikaci, vyhodnocení a porovnání dvou různých přístupů vyšetření provozních stavů EGR ventilu. Vyšetřením provozních stavů EGR ventilu je myšleno zjištění závislosti průtokových parametrů na zdvihu samotného ventilu při různých tlakových spádech, které jsou definovány vstupními a výstupními okrajovými podmínkami.

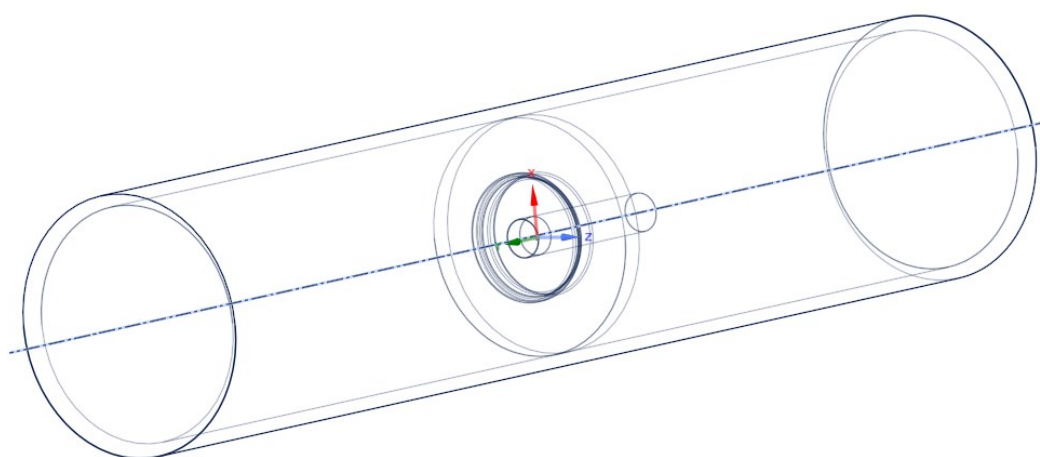
Nejdříve byl pro vyšetření závislosti hmotnostního průtoku na zdvihu EGR ventilu aplikován stacionární matematický model (kapitola 6.1. až 6.5).. Bylo tak nutné vytvořit několik variant geometrií EGR ventilu s postupně rostoucím zdvihem ventilu. Po konzultaci se zadavatelem diplomové práce byl zvolený (vyšetřovaný) rozsah zdvihu ventilu od 0,1 mm po 5 mm. Postupně byla vždy u každé varianty geometrie vytvořena výpočetní síť, dále byl odladěn matematický model a na závěr byly vyhodnoceny kontury velikosti rychlosti a závislosti hmotnostního průtoku na zdvihu ventilu při různých tlakových spádech.

V sedmé kapitole je popsána aplikace matematického modelu s využitím dynamické sítě na EGR ventil. Pro tuto aplikaci byla opět vytvořena geometrie, výpočetní síť a následně byl odladěn výpočetní model. Na závěr této kapitoly byly vyhodnoceny výsledné kontury velikosti rychlosti. Podrobnější výsledky (záznamy animací) průběhu pohybu výpočetní sítě a velikostí kontur rychlosti během výpočtu jsou součástí přílohy A. Výsledné závislosti hmotnostního průtoku na zdvihu ventilu při různých tlakových spádech, získané pomocí pohyblivých sítí, jsou vyhodnoceny v osmé kapitole.

Osmá kapitola je zaměřena na porovnání získaných závislostí (hmotnostního průtoku na zdvihu ventilu při různých tlakových spádech) z jednotlivých metod řešení (stacionární řešení a nestacionární řešení s použitím nástroje dynamické sítě).

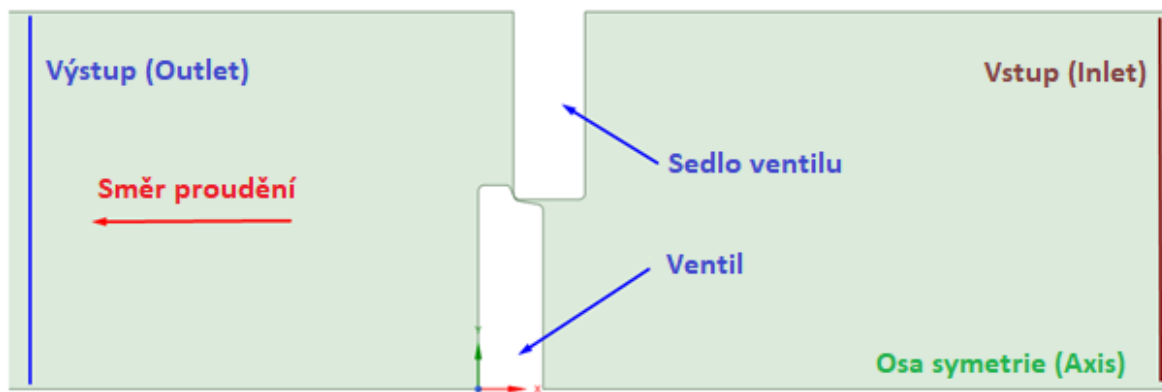
## 6.1. Tvorba 2D geometrie EGR ventilu pro stacionární řešení

Rovinnou (2D) geometrii jsem vytvořil v prostředí programu ANSYS SpaceClaim podle zjednodušeného 3D modelu (viz obrázek 6.1), který byl poskytnut zadavatelem diplomové práce – firmou Hanon Systems Autopal s.r.o.. Veškeré rozměry vycházejí z dodané 3D geometrie. Jediným proměnným rozměrem je osová vzdálenost mezi sedlem ventilu a samotným ventilem. Velikost této vzdálenosti je odstupňována od 0,1 mm (základní poloha, viz obrázek 6.3) až po 5 mm (plné otevření) s vhodně zvoleným krokem.



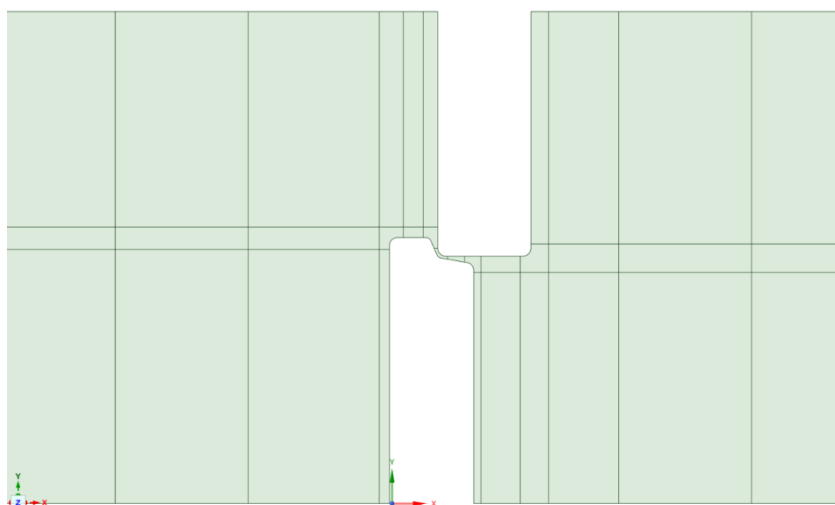
Obrázek 6.1 – Zadaná zjednodušená 3D geometrie EGR ventilu

Jako výchozí poloha je uvažována poloha z 3D geometrie. Ve výchozí poloze je mezi ventilem a jeho sedlem nulová mezera. Úloha je dále řešena jako osově symetrická, a proto je vytvořena pouze polovina geometrie EGR ventilu, viz obrázek 6.2. Jako základní poloha je myšlena poloha posunutého ventilu o 0,1mm z výchozí polohy, viz obrázek 6.3.



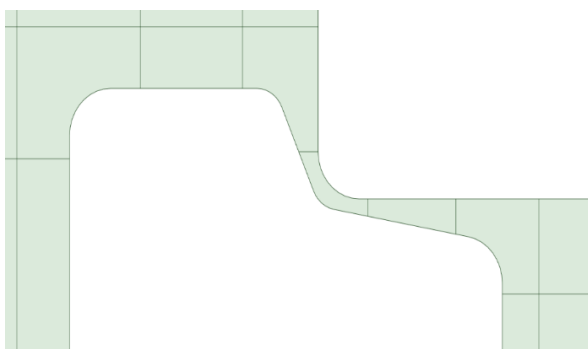
Obrázek 6.2 – Základní popis vytvořený na 2D geometrii výchozí polohy

Postupně byly vytvořeny další geometrie pro jednotlivé polohy ventilu. Každá z geometrií je rozdělena tak, aby bylo možné jednodušeji vytvořit čtvercovou síť i ve složitěji tvarovaných místech, kde je velmi malá mezera mezi ventilem a jeho sedlem. Tohoto rozdělení jsem dosáhl pomocí funkce „Split“ v prostředí programu ANSYS SpaceClaim.



Obrázek 6.3 – vytvořená a rozdělená 2D geometrie posunutí 0,1mm z výchozí polohy

Na obrázku 6.3 lze vidět rozdělenou geometrii pro variantu zdvihu ventilu 0,1mm. Na tomto obrázku není zobrazena celá geometrie, jelikož její šířka je několikanásobně větší než výška.



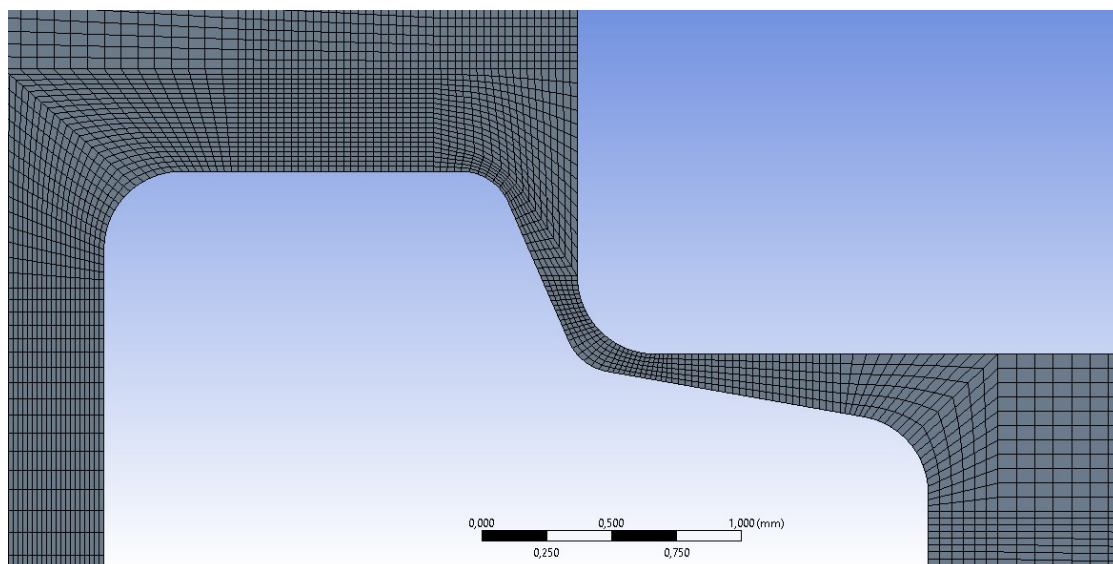
Obrázek 6.4 – detail mezery mezi ventilem a sedlem u varianty zdvihu ventilu 0,1 mm

Na obrázku 6.4 lze vidět detail rozdělení geometrie v mezeře mezi ventilem a jeho sedlem pro variantu zdvihu ventilu 0,1mm. Stejným způsobem (jako v případě popsané varianty zdvihu ventilu 0,1mm) byly vytvořeny i zbylé geometrie pro zdvih ventilu 0,5mm, 1mm, 2mm, 3mm, 4mm a 5mm.

## 6.2. Tvorba výpočetní sítě, kvalita sítě

V dalším kroku bylo pro každou z vytvořených geometrií (zdvih ventilu 0,1 až 5mm) nutné vytvořit výpočetní síť. Tuto síť jsem vytvářel v prostředí programu ANSYS Meshing.

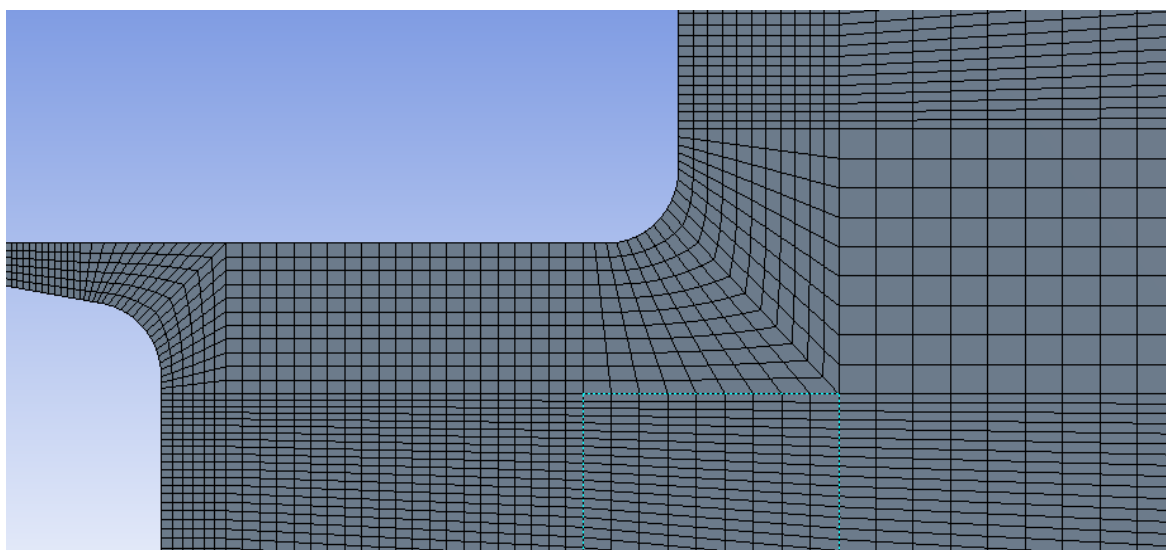
Předpokladem pro následný CFD výpočet je vytvoření kvalitní sítě. Samotné kvalitě sítě a jejím ověřováním se budu zabývat v další podkapitole. Základem pro kvalitní síť bylo vytvoření čtvercové sítě, jejíž elementy budou mít co nejpravidelnější čtvercový tvar. Tomuto předpokladu pomohlo předchozí rozdělení geometrie, viz obázek 6.3.



**Obrázek 6.5 – vytvořená výpočetní síť pro zdvih ventilu 0,1 mm**

Jak lze vidět na obrázku 6.5 tvar zkoumaného ventilu je v některých oblastech zaoblený. Automaticky vygenerovaná výpočetní síť by nebyla tvořena pravidelnými čtvercovými elementy. Zkvalitnění sítě jsem dosáhl pomocí zjemnění a rozdělení samotné geometrie ventilu na několik částí, viz podkapitola 6.1.. Zjemnění sítě jsem prováděl pomocí funkce „sizing“, kde jsem definoval velikosti elementů v jednotlivých oblastech sítě (to znamená „krok po kroku“). Dále bylo potřeba upravit směr vrstvení elementů pomocí funkce „face meshing“, kde lze nadefinovat parametry bodů oblasti, podle kterého se mají buňky orientovat.

Na obrázcích 6.5 a 6.6 je zobrazena výsledná výpočetní síť pouze v důležitých bodech geometrie. Vzhledem k jemnosti sítě nelze vytvořit vzdálenější obrázek, kde by byla viditelná kompletní výpočetní síť a zároveň celá geometrie ventilu včetně potrubí.



**Obrázek 6.6 – výpočetní síť pro zdvih ventilu 0,1 mm, detail prostoru mezi ventilem a jeho sedlem**

<b>Varianta geometrie</b>	<b>Počet elementů</b>	<b>Velikost elementů v mezeře</b>
Zdvih 0,1mm	89 638	0,02 mm
Zdvih 0,5mm	86 862	0,03 mm
Zdvih 1,0mm	61 315	0,03 mm
Zdvih 2,0mm	111 879	0,03 mm
Zdvih 3,0mm	155 669	0,03 mm
Zdvih 4,0mm	155 395	0,04 mm
Zdvih 5,0mm	140 193	0,04 mm

**Tabulka 6.1 – počet elementů a velikost elementů dle varianty**

V tabulce 6.1 jsou uvedeny velikosti elementů v mezeře mezi ventilem a jeho sedlem a počty elementů výpočetní sítě pro všechny vytvořené varianty. Velikost elementů v mezeře se pohybuje podle varianty od 0,02 do 0,04 mm. Vytvořená výpočetní síť pro základní variantu má celkem 89 638 elementů. U dalších variant (zdvih ventilu 0,5mm až 5mm) mají výpočetní sítě 60 až 155 tisíc elementů podle varianty.

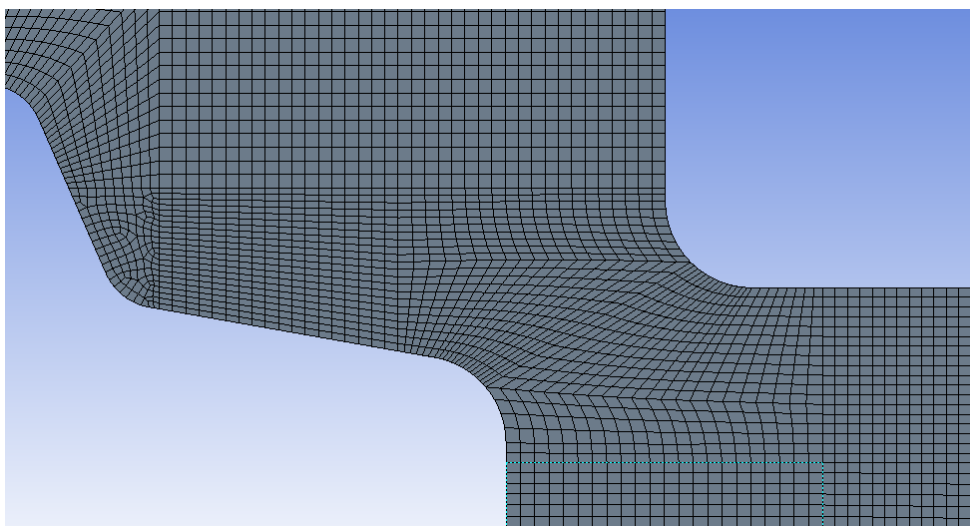
### 6.2.1. Vyhodnocení kvality vytvořené výpočetní sítě (stacionární řešení)

Pro zhodnocení kvality sítě jsem použil parametr skewness, který je jedním z ukazatelů kvality výpočetní sítě. Tento parametr určuje poměr mezi ideálním tvarem výpočetní buňky a reálně vytvořeným tvarem buňky. Pro hodnotu 0 se jedná o ideální tvar elementu a pro hodnotu 1 se jedná o značně zdeformovaný element. Parametr lze hodnotit například podle následujícího spektra na obrázku 6.7.

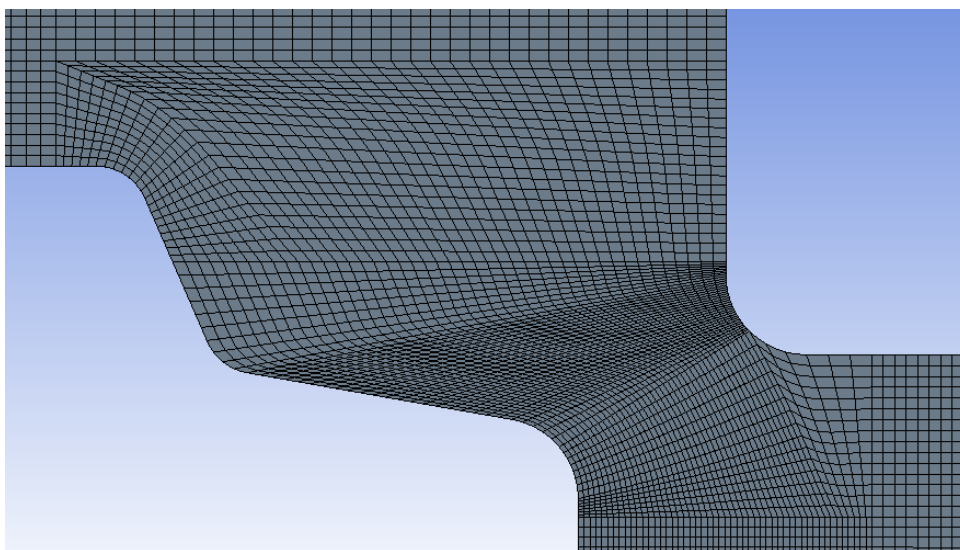


Obrázek 6.7 – spektrum pro zhodnocení kvality sítě dle parametru skewness

Kvalitu sítě jsem hodnotil pro variantu zdvihu ventilu 2mm. Pro toto posunutí jsem vytvořil dvě varianty výpočetní sítě, které jsem následně porovnával podle jejich kvality.



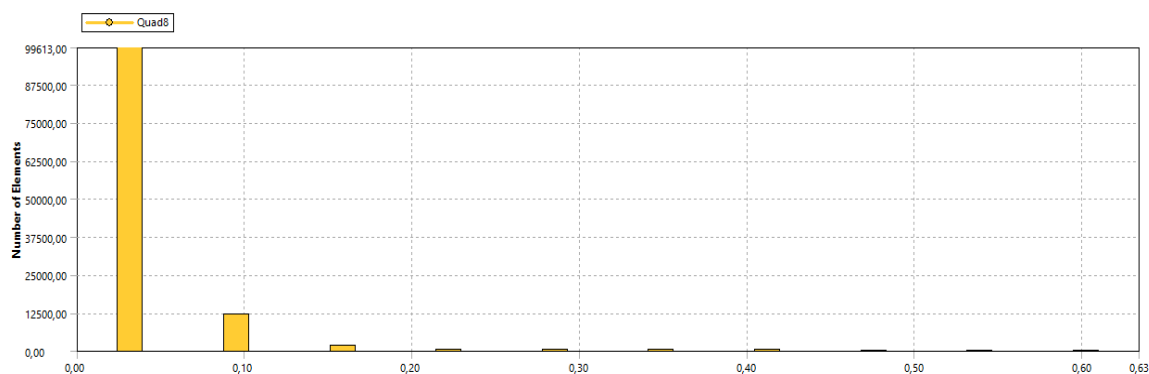
Obrázek 6.8 – Detail mezery mezi ventilem a sedlem ventilu u první varianty (hrubá síť)



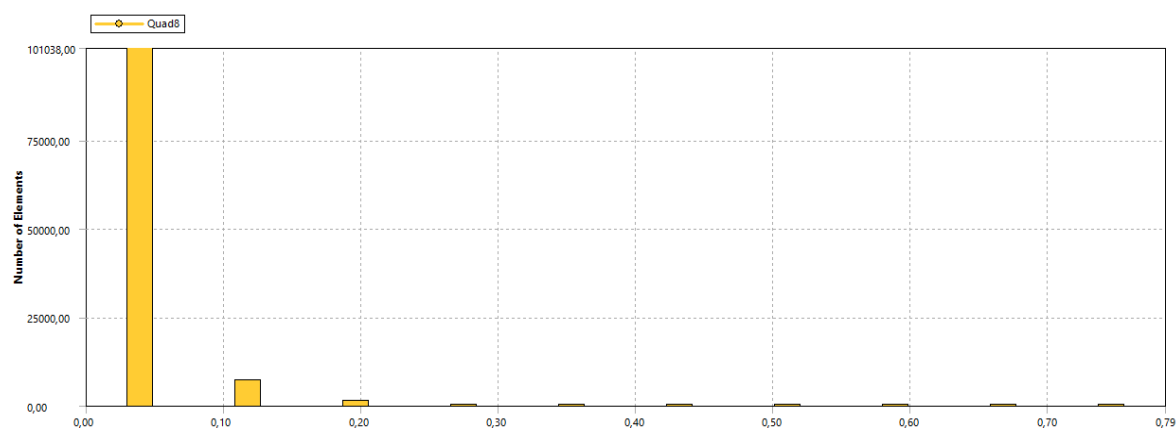
Obrázek 6.9 – Detail mezery mezi ventilem a sedlem ventilu u druhé varianty (jemná síť)



Na obrázcích 6.8 a 6.9 lze vidět rozdíl mezi variantami hrubé a jemné výpočetní sítě, který je zejména v řešení vysíťování mezery mezi ventilem a sedlem ventilu. Na obrázku 6.8 je zobrazena varianta hrubé výpočetní sítě, kterou se nepodařilo vytvořit pouze čtvercovými elementy z důvodu špatného rozdělení geometrie. U varianty jemné výpočetní sítě (viz obrázek 6.9) bylo rozdělení geometrie upraveno tak, aby výpočetní síť byla tvořena pouze čtvercovými elementy, u kterých však došlo k velké deformaci.

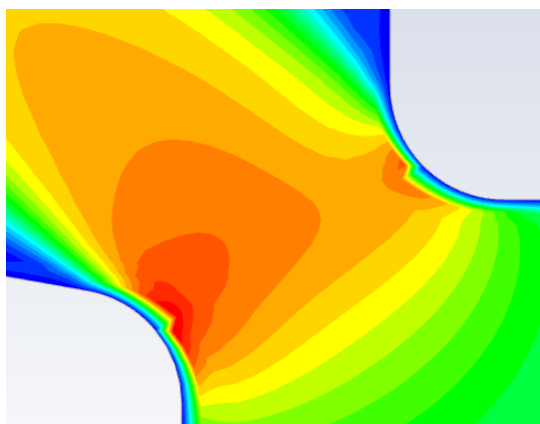


Obrázek 6.10 – Grafické vyhodnocení parametru skewness pro první variantu sítě (hrubá síť)

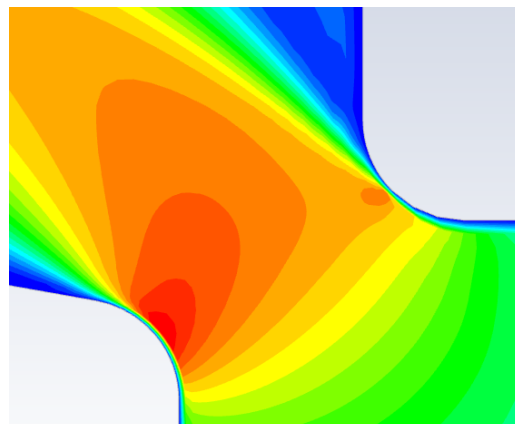


Obrázek 6.11 – Grafické vyhodnocení parametru skewness pro druhou variantu sítě (jemná síť)

Na obrázcích 6.10 a 6.11 lze vidět, že v obou případech vyhodnocení kvality výpočetní sítě pomocí parametru skewness je kvalita sítě akceptovatelná. Přičemž lepší kvality dosáhla hrubá výpočetní síť. Pro další výpočty v programu ANSYS Fluent jsem však použil jemnější variantu výpočetní sítě. Jelikož tato varianta má rovnoměrnější (spojitý) rychlostní profil, zejména v mezeře mezi ventilem a jeho sedlem, viz obrázek 6.13.



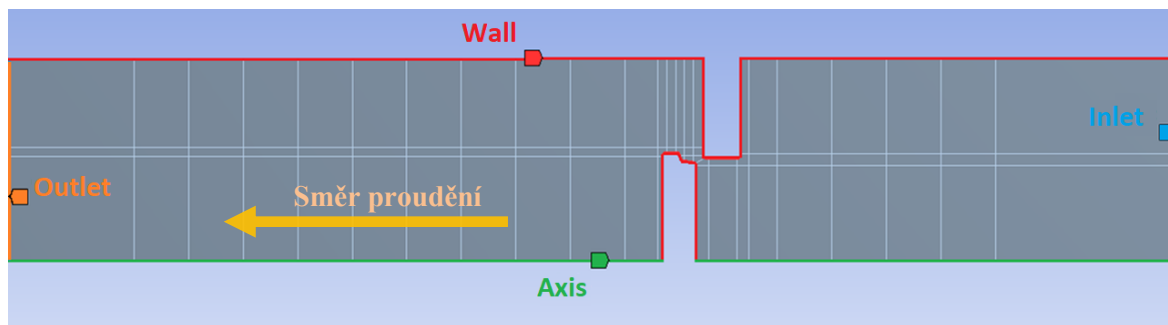
Obrázek 6.12 – rychlostní profil u hrubé sítě



Obrázek 6.13 – rychlostní profil u jemné sítě

### 6.2.2. Pojmenování okrajových podmínek (stacionární řešení)

Okrajové podmínky jsem pojmenoval tak, aby názvy odpovídaly následně zvoleným typům okrajových podmínek. Pojmenování je patrné z obrázku 6.14.



Obrázek 6.14 – pojmenování okrajových podmínek

Vstup do EGR ventilu jsem pojmenoval jako inlet. Typ vstupní okrajové podmínky je definován jako tlaková podmínka (pressure-inlet). Výstupní okrajová podmínka je pojmenována jako outlet (tlaková podmínka pressure-outlet). Osa symetrie je pojmenována a definována jako Axis. Zbylé hranice modelů jsou definovány jako stěna, typ okrajové podmínky Wall.

### 6.3. Nastavení matematického modelu v programu Ansys-Fluent

V prostředí programu ANSYS Fluent bylo nutné nastavit matematický model, tedy základní bilanční rovnice, definovat okrajové podmínky, fyzikální vlastnosti proudícího média a další. Jednotlivá nastavení jsou blíže popsána v následujících podkapitolách.

#### Nastavení matematického modelu proudění

Všechny úlohy jsem řešil jako 2D symetrické se zahrnutím gravitační síly a použitím dvourovnicového matematického modelu k- $\epsilon$  se standardní stěnovou funkcí. V rámci dvourovnicového k- $\epsilon$  modelu jsem také testoval varianty Standard, RNG a Realizable. Po následném vyhodnocení byl pro další varianty výpočtů zvolen matematický model k- $\epsilon$  standard. Při veškerých výpočtech jsem nastavil nulový operační tlak, jelikož hodnoty tlaku od zadavatele diplomové práce u okrajových podmínek byly vztaženy k absolutnímu tlaku.

#### Nastavení proudícího média (Cell Zone Conditions), fyzikální vlastnosti

Jako proudící médium jsem zvolil vzduch, protože jeho složení je podobné výfukovým plynům. Výpočty jsem dále řešil vždy ve dvou variantách nastavení fyzikálních vlastností proudícího média. U první varianty jsem proudící médium definoval jako ideální plyn (stlačitelné médium) a u druhé varianty jsem médium definoval jako nestlačitelné s konstantní hustotou. Zbylé fyzikální vlastnosti (měrná tepelná kapacita, tepelá vodivost, dynamická viskozita) jsou definovány podle funkčních vztahů (po částech lineární funkce, viz obrázek 6.15 a tabulka 6.2).

Create/Edit Materials

Name: air

Material Type: fluid

Chemical Formula:

Fluent Fluid Materials: air

Mixture: none

Order Materials: ☒ Name ☐ Chemical Formula

Fluent Data: User-Defined

Properties

Density (kg/m3): ideal-gas Edit...

Cp (Specific Heat) (j/kg-k): piecewise-linear Edit...

Thermal Conductivity (w/m-k): piecewise-linear Edit...

Viscosity (kg/m-s): piecewise-linear Edit...

Obrázek 6.15 – dialogové okno pro definování fyzikálních vlastností proudícího média

Postupně jsem nadefinoval jednotlivé body závislosti mezi teplotou, měrnou tepelnou konstantou, tepelnou vodivostí a také dynamickou viskozitou. Fyzikální vlastnosti plynů jsem odečetl z tabulek fyzikálních vlastností, viz literatura [14], tabulka 6.2.

Teplota	Specifické teplo	Tepelná vodivost	Dynamická viskozita
T [K]	cp [kJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	λ·10 <sup>3</sup> [W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	μ·10 <sup>6</sup> [Pa·s]
573,15	1,0570	43,03	29,7649
593,15	1,0161	44,14	30,4620
613,15	1,0657	45,24	31,1475
633,15	1,0699	46,31	31,8205
653,15	1,0741	47,38	32,4820
673,15	1,0783	48,43	33,1327
693,15	1,0824	49,46	33,7828
713,15	1,0864	50,48	34,4030
733,15	1,0904	51,49	35,0236
753,15	1,0944	52,48	35,6350
773,15	1,0982	53,47	36,2376

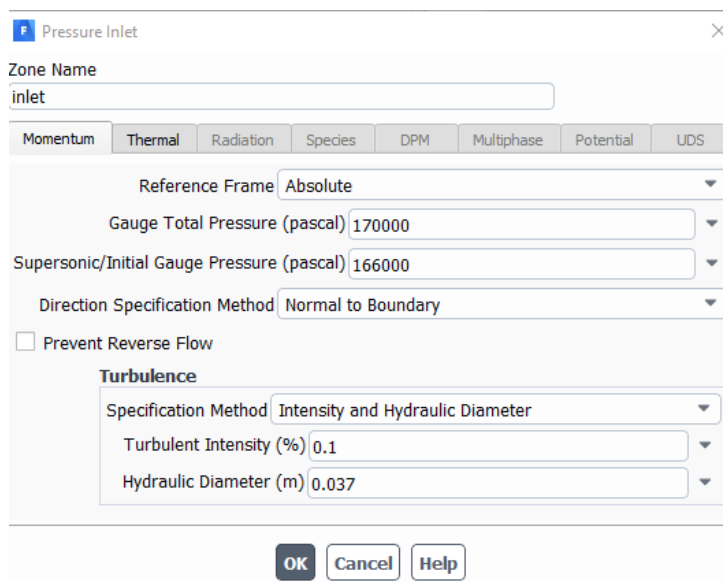
Tabulka 6.2 – hodnoty fyzikálních vlastností vzduchu při různé teplotě [14]

## Definování fyzikálních vlastností pro nestlačitelný plyn

U druhé varianty nastavení výpočtu jsem proudící médium specifikoval jako nestlačitelné. Ve fyzikálních vlastnostech média jsem tedy definoval pouze hustotu a dynamickou viskozitu. Velikost těchto dvou fyzikálních vlastností jsem určil z tabulek fyzikálních vlastností plynů (viz tabulka 6.2) pro příslušnou teplotu proudícího média.

## Nastavení okrajových podmínek (Boundary Conditions)

Podle požadavku od zadavatele diplomové práce byly definovány celkem 3 různé tlakové spády mezi vstupem a výstupem z EGR ventilu 50mbar, 100mbar a 200mbar, přičemž tlak na výstupu musel být vždy 1,5baru. Použil jsem tedy tlakové okrajové podmínky „pressure-inlet“ a „pressure-outlet“. Pro stabilní rozběh výpočtu jsem definoval inicializační počáteční tlak do celé oblasti, který jsem vždy volil o něco menší než byl tlak na vstupu. Jako specifikace turbulence jsem zvolil intezitu turbulence a hydraulický průměr. Intenzitu turbulence jsem volil 0,1 % a hydraulický průměr byl dle geometrie 37mm. Na obrázku 6.16 je zobrazeno nastavení vstupní tlakové okrajové podmínky „pressure-inlet“.

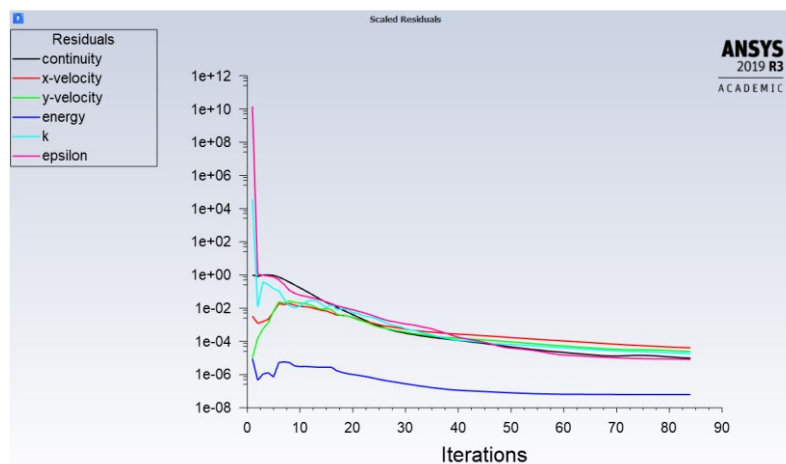


Obrázek 6.16 – nastavení vstupní okrajové podmínky

Mimo výše popsanych parametrů bylo nutné nadefinovat vstupní teplotu proudícího média. Velikost vstupní teploty proudícího média je 450°C (723,15 K). Tato hodnota byla určena zadavatelem diplomové práce. Nastavení velikosti teploty proudícího média bylo nutné pouze definovat u varianty výpočtů s použitím média jako ideálního plynu (stlačitelného). V případě výpočtů, kde bylo použito nestlačitelné médium, nebyla zahrnuta rovnice energie a teplotu tak nebylo nutné specifikovat. Teplota média byla v tomto případě zohledněna v nastavení velikostí fyzikálních vlastností (hustoty a dynamické viskozity).

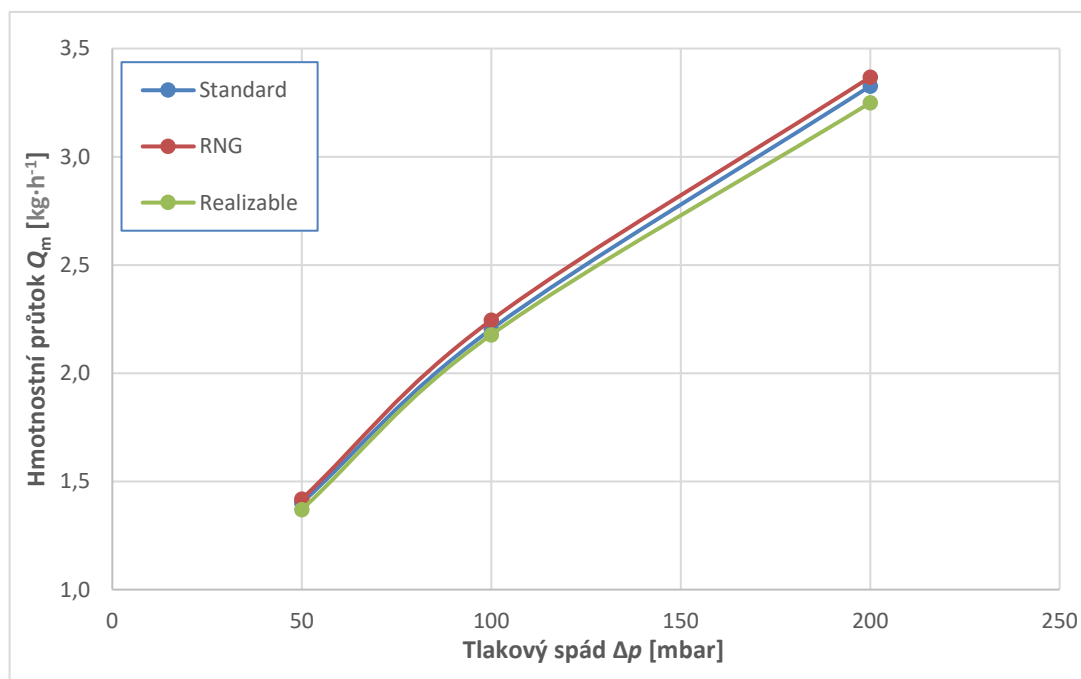
## 6.4. Vyhodnocení výsledků stacionárního řešení

Po provedení nastavení matematického modelu jsem realizoval vlastní výpočty a následně v rámci post-procesingu vyhodnocení hmotnostní průtok, na jehož základě byla vykreslena závislost mezi hmotnostním průtokem  $Q_m$  a zdvihem ventilu  $h$  při různých tlakových spádech  $\Delta p$ . Celkem jsem definoval sedm různých pozic otevření ventilu od 0,1mm až po 5mm. Každou z poloh jsem dále počítal ve dvou variantách nastavení fyzikálních vlastností proudícího média, a to buď jako ideální plyn, nebo jako nestlačitelné médium. Jednotlivé varianty jsem počítal pro různé tlakové spády (50mbar, 100mbar a 200mbar), to znamená, že každá poloha ventilu byla počítána celkem v šesti variantách nastavení.



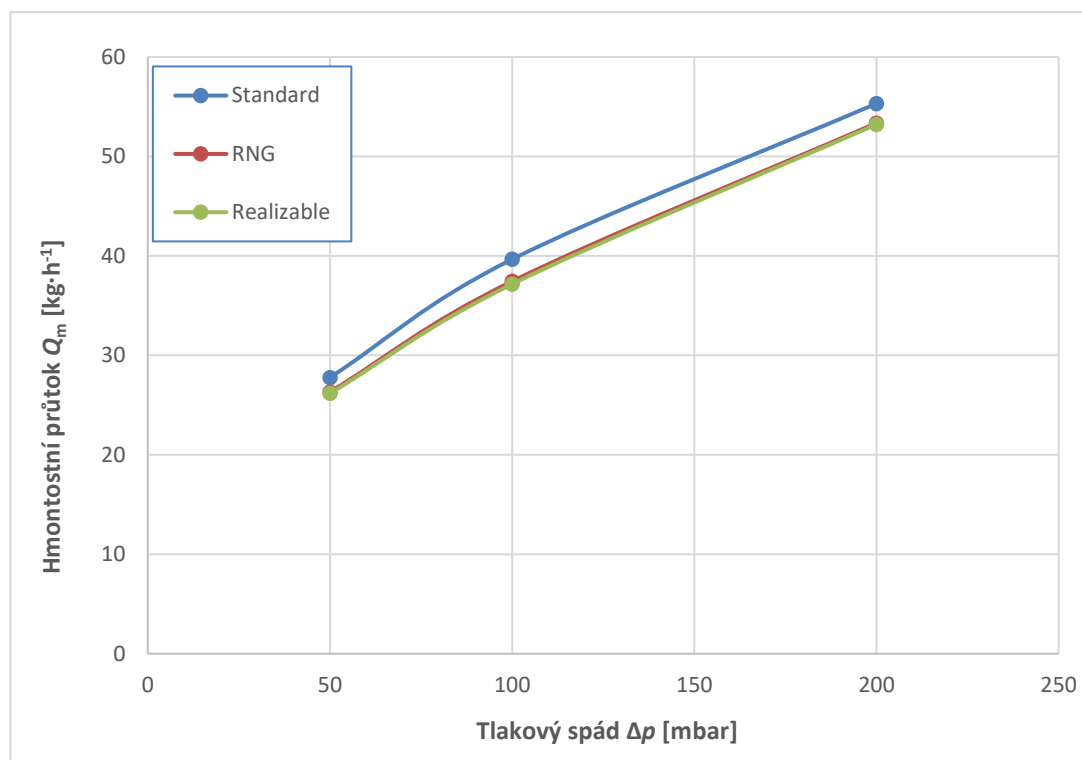
Obrázek 6.17 – Průběh residuálů při výpočtu varianty posunutí o 0,1mm s tlakovým spádem 100mbar

Výchozím matematickým modelem byl dvourovnicový k-ε Standard. Průběh residuálů výpočtu s použitím tohoto modelu lze vidět na obrázku 6.17. Dále jsem testoval na vybraných variantách zdvihu ventilu 0,1mm a 3,0mm další modely turbulence k-ε RNG a Realizable.



Graf 6.1 – Porovnání výsledků dosažených nastavením různých matematických modelů (varianta zdvihu ventilu 0,1mm, stlačitelné médium)

Graf 6.1 zobrazuje závislost mezi hmotnostním průtokem  $Q_m$  a tlakovým spádem  $\Delta p$  za použití různých matematických modelů turbulence. Jak lze v grafu 6.1 vidět, použité modely vedly k velmi podobným výsledkům.



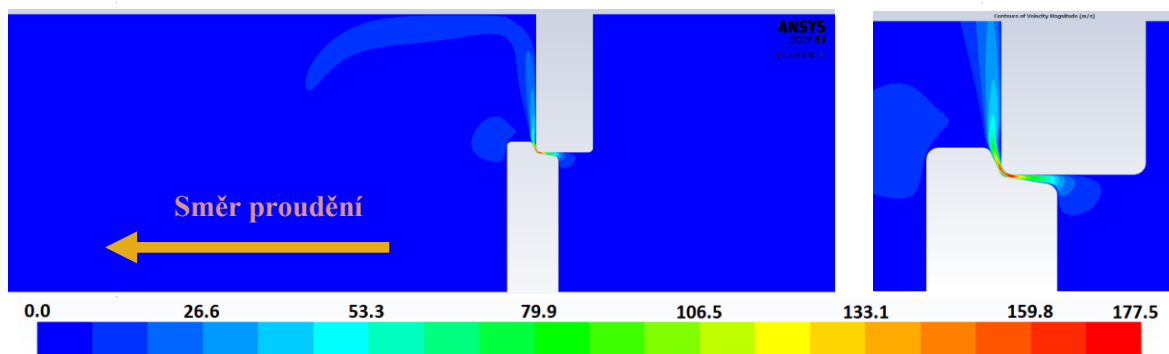
**Graf 6.2 – Porovnání výsledků dosažených nastavením různých matematických modelů (varianta zdvihu ventilu 3,0mm, stlačitelné médium)**

Další graf 6.2 zobrazuje stejnou závislost mezi hmotnostním průtokem  $Q_m$  a tlakovým spádem  $\Delta p$ , opět za použití různých matematických modelů turbulence. V grafu 6.2 jsou patrné pouze malé rozdíly v použití jednotlivých matematických modelů turbulence. K největšímu rozdílu dochází při tlakovém spádu 100mbar mezi matematickými modely Standard a Realizable (2kg·h<sup>-1</sup>, 7% rozdíl).

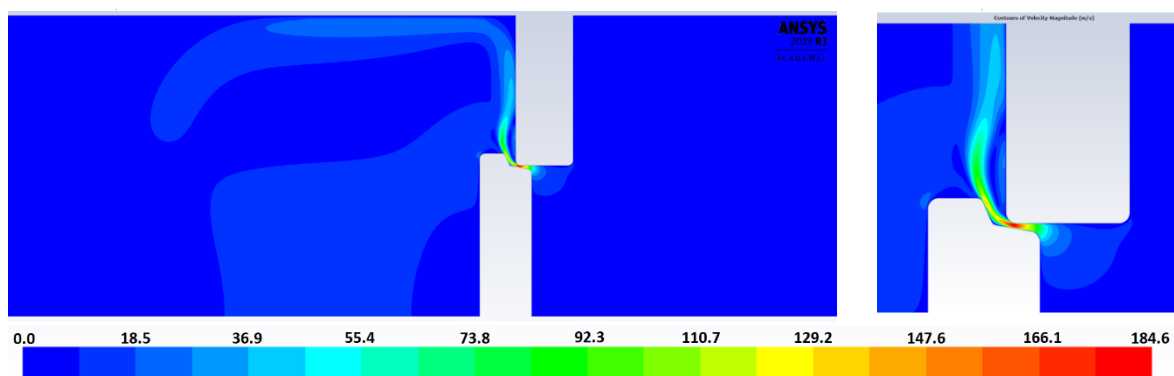
Matematické modely k- $\epsilon$  RNG a Realizable nebyly již dále použity. Veškeré další interpretace výsledků odpovídají použití dvourovnicového matematického modelu k- $\epsilon$  Standard.

## Vyhodnocení kontur velikosti rychlosti

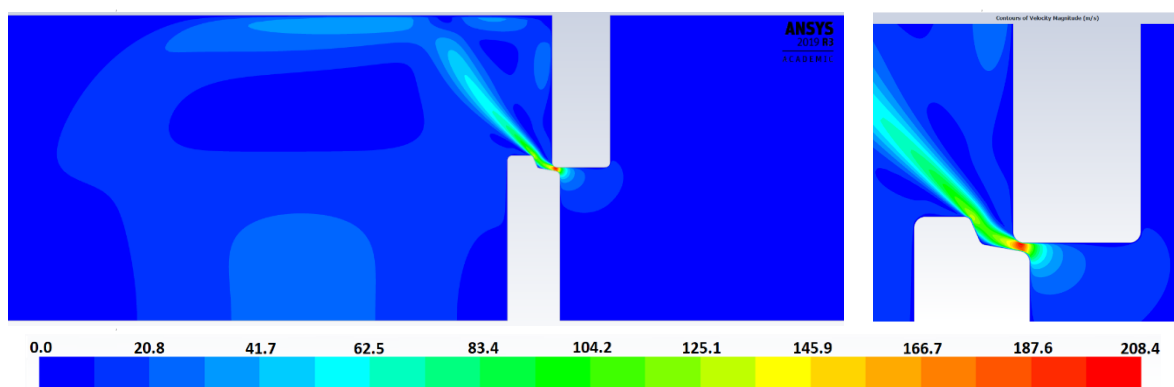
Další vyhodnocení je zaměřeno na velikosti kontur rychlosti. Na následujících obrázcích jsou zobrazeny kontury velikosti rychlosti pro varianty výpočtů (různé polohy) s použitím stlačitelného média (ideální plyn). Tlakový spád  $\Delta p$  mezi vstupem a výstupem byl nastaven na hodnotu 100 mbar. Kontury velikosti rychlosti pro další varianty výpočty jsou součástí přílohy C.



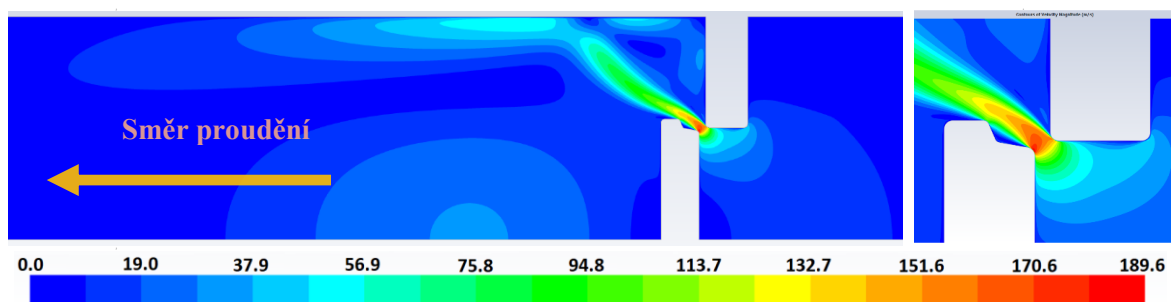
Obrázek 6.18 – kontury velikosti rychlosti ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) pro variantu polohy 0,1 mm (stlačitelné médium, tlakový spád  $\Delta p = 100$  mbar)



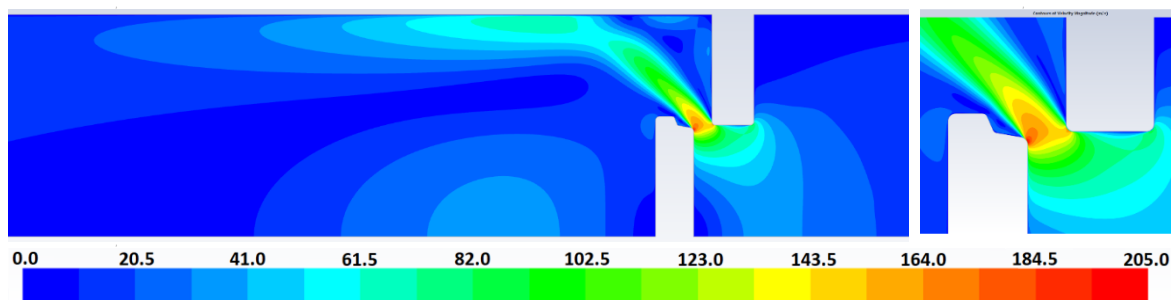
Obrázek 6.19 – kontury velikosti rychlosti ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) pro variantu polohy 0,5 mm (stlačitelné médium, tlakový spád  $\Delta p = 100$  mbar)



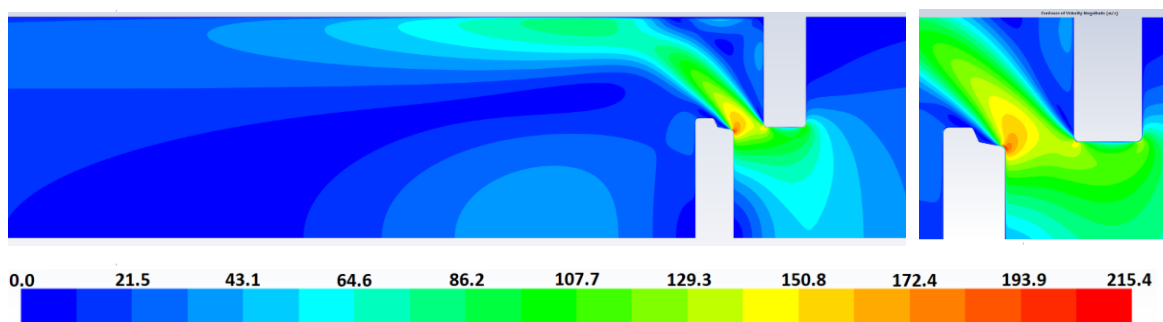
Obrázek 6.20 – kontury velikosti rychlosti ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) pro variantu polohy 1,0 mm (stlačitelné médium, tlakový spád  $\Delta p = 100$  mbar)



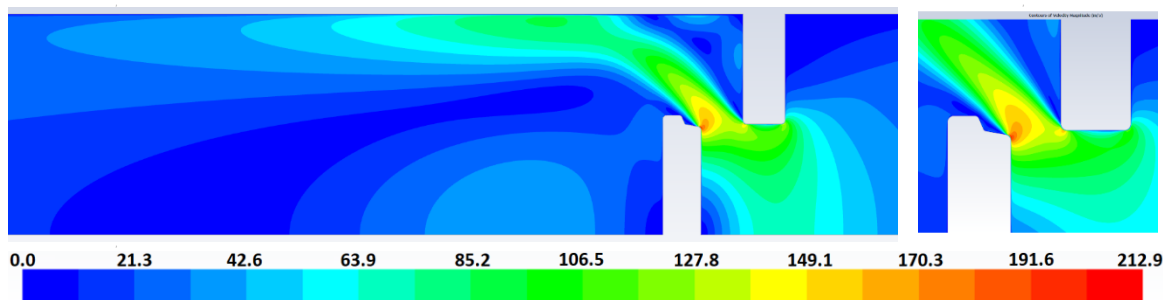
Obrázek 6.21 – kontury velikosti rychlosti ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) pro variantu polohy 2,0 mm (stlačitelné médium, tlakový spád  $\Delta p=100\text{mbar}$ )



Obrázek 6.22 – kontury velikosti rychlosti ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) pro variantu polohy 3,0 mm (stlačitelné médium, tlakový spád  $\Delta p=100\text{mbar}$ )



Obrázek 6.23 – kontury velikosti rychlosti ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) pro variantu polohy 4,0 mm (stlačitelné médium, tlakový spád  $\Delta p=100\text{mbar}$ )



Obrázek 6.24 – kontury velikosti rychlosti ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) pro variantu polohy 5,0 mm (stlačitelné médium, tlakový spád  $\Delta p=100\text{mbar}$ )

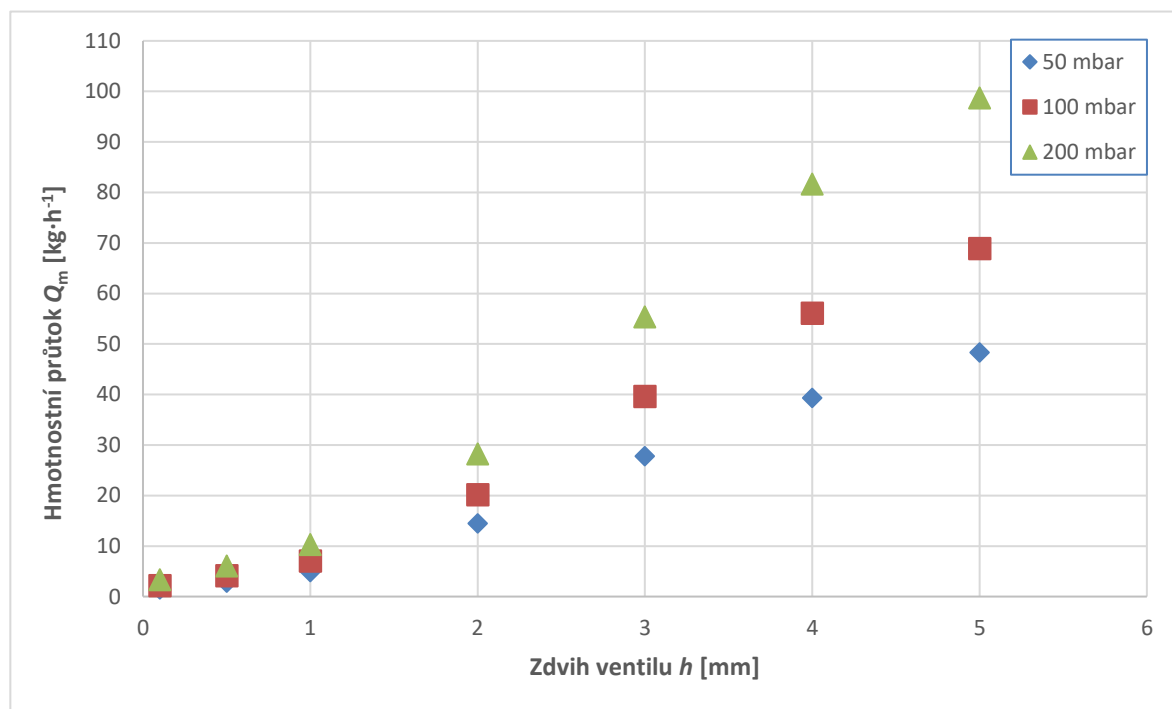
Na obrázcích 6.18 až 6.24 je zobrazen průběh kontur rychlosti pro několik variant zdvihu EGR ventilu. V počáteční poloze je zdvih ventilu 0,1mm (základní poloha) a v konečné je zdvih 5mm.

Na obrázcích velikosti kontur rychlosti je zobrazena celá oblast a detail mezery mezi ventilem a jeho sedlem pro názornost, kde je dosažena maximální rychlost, která se pohybuje v rozmezí od  $177\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  až po  $215\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

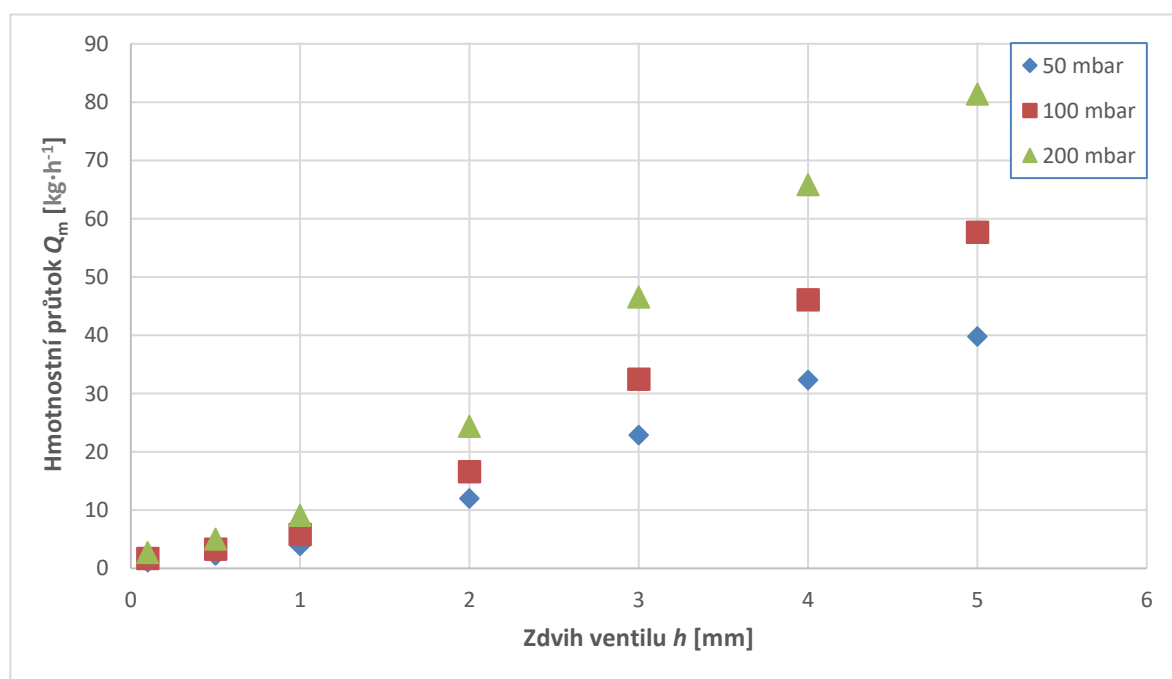


## Vyhodnocení základních proudových veličin

Další vyhodnocení je zaměřeno na stanovení závislosti mezi hmotnostním průtokem  $Q_m$  a zdvihem ventilu  $h$  při definovaných tlakových spádech  $\Delta p$  mezi vstupem a výstupem z EGR ventilu. Tato závislost je zobrazena v následujících grafech 6.3 a 6.4. Graf 6.3 zobrazuje závislost pro nastavení proudícího média jako ideálního (stlačitelný plyn), a graf 6.4 pak zobrazuje tuto závislost pro nastavení fyzikálních vlastností proudícího média jako nestlačitelného plynu s konstantní hustotou.



Graf 6.3 – závislosti hmotnostního průtoku na tlakovém spádu a zdvihu ventilu pro stlačitelné médium



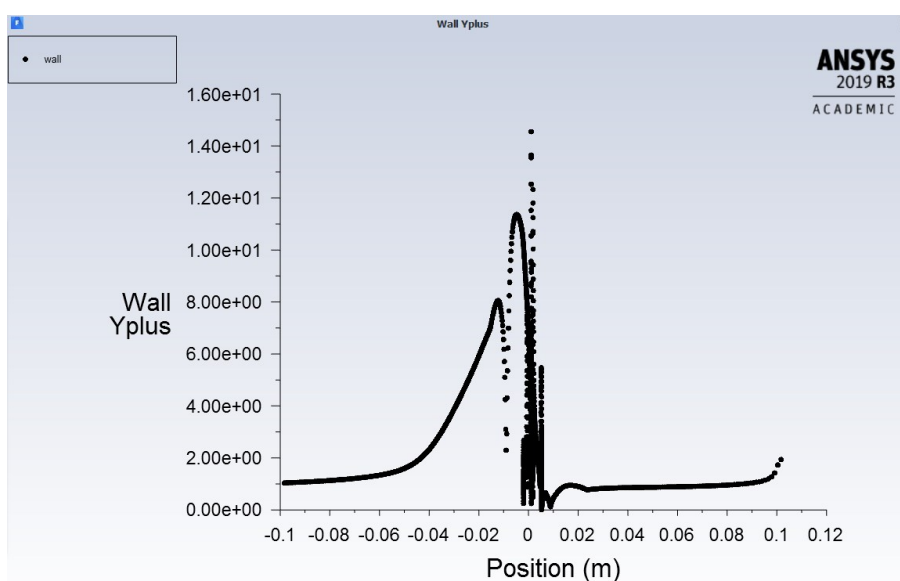
Graf 6.4 – závislosti hmotnostního průtoku na tlakovém spádu a zdvihu ventilu pro nestlačitelné médium

Mezi jednotlivými grafy 6.3 a 6.4 je patrný rozdíl mezi hodnotami hmotnostního průtoku  $Q_m$  při daném zdvihu a tlakovém spádu. Například v případě zdvihu 5mm a tlakovém spádu 100mbar je tento rozdíl 10kg za hodinu. Tento rozdíl je způsoben použitím různého nastavení fyzikálních vlastností porudícího média (stlačitelné a nestlačitelné médium), jelikož v případě nastavení proudícího média jako nestlačitelného ANSYS Fluent nepočítá se změnou hustoty v závislosti na teplotě. Podrobnější výsledky jsou součástí přílohy B.

## 6.5. Vyhodnocení kvality sítě v post-procesingu (stacionární řešení)

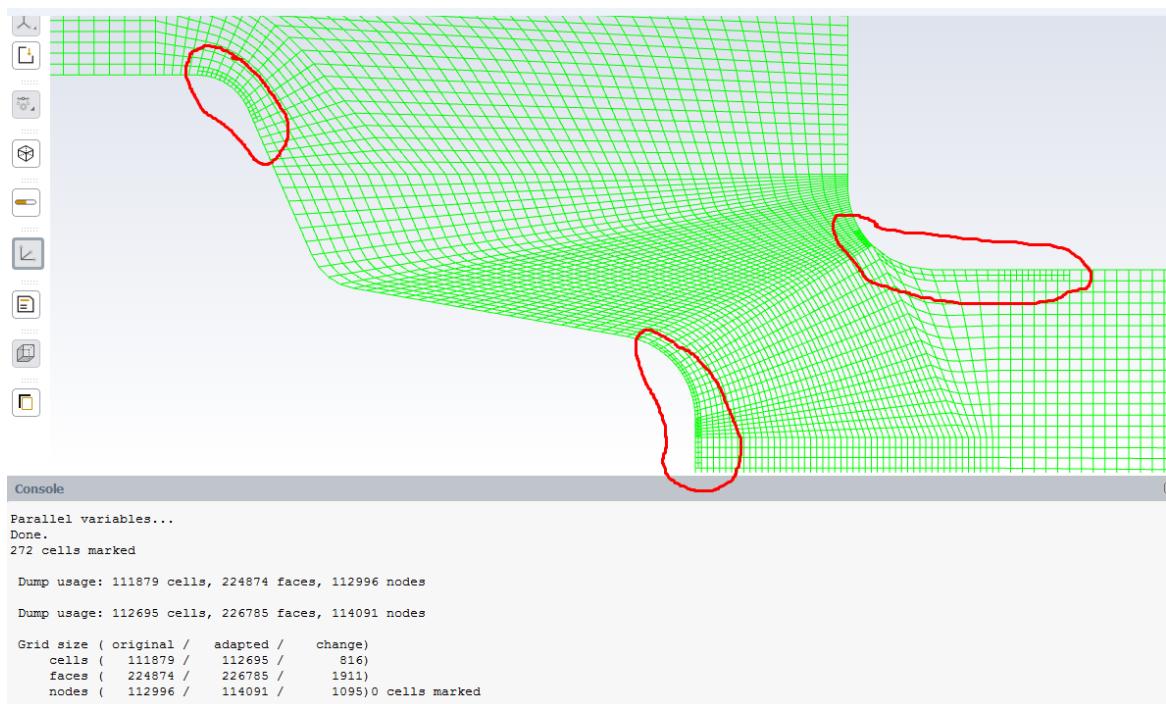
Kvalitu sítě je možné vyhodnotit (mimo skewness parametru) pomocí parametru  $y^+$ . Tento parametr představuje vzdálenost středů buněk sousedících se stěnou od samotné stěny. Jeho hodnotou lze ověřit, zda je vhodně použita stěnová funkce. Vyhodnocení tohoto parametru se provádí v prostředí programu ANSYS Fluent na stěně po realizaci CFD výpočtu. K dispozici jsou následující stěnové funkce:

- Logaritmický předpis je doporučen pro  $y^+ > 30 \div 60$ ,
- dvouvrstvý předpis (Enhanced wall treatment) je doporučen pro  $y^+ < 4 \div 5$ ,
- model Spalart-Allmaras je vhodný pro velmi jemné sítě ( $y^+ = 1$ ), nebo sítě s parametrem  $y^+ \geq 30$ .



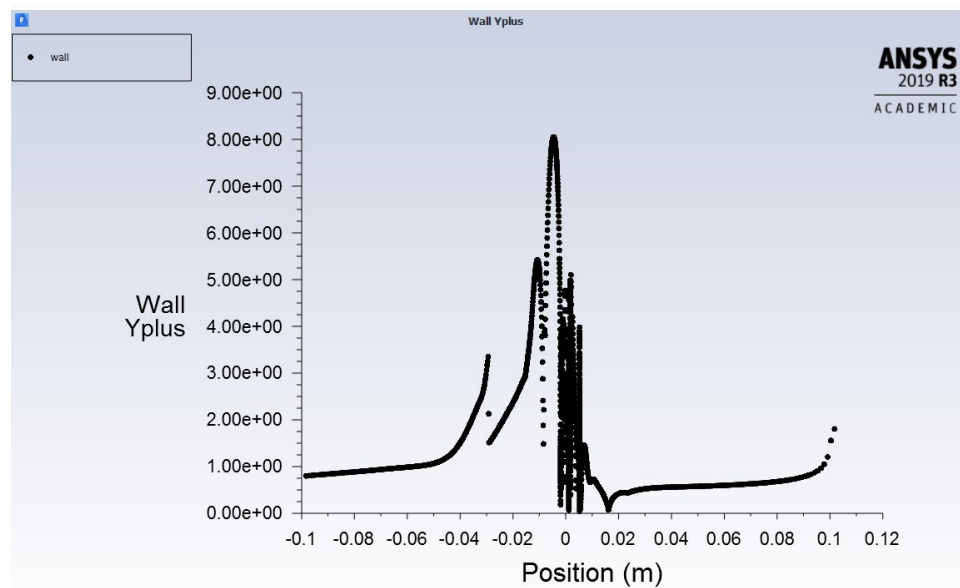
Obrázek 6.25 – vyhodnocení parametru  $y^+$  pro zdvih ventilu 2mm – nestlačitelné médium

Vyhodnocení parametru  $y^+$  jsem prováděl pro variantu zdvihu ventilu 2mm. Pro zvolenou variantu se parametr  $y^+$  pohyboval v rozmezí  $0 \div 14,5$  (viz obrázek 6.25). Pro tuto hodnotu parametru  $y^+$  je nejbližší dvouvrstvý předpis, který je platný pro  $y^+ < 4 \div 5$ . Abych dosáhl doporučeného kritéria této funkce, využil jsem funkci adaptace sítě v prostředí programu ANSYS Fluent. Tento nástroj zjemňuje síť v předem vybraných oblastech, které nesplňují dané kritérium. A to zejména v blízkosti stěny.



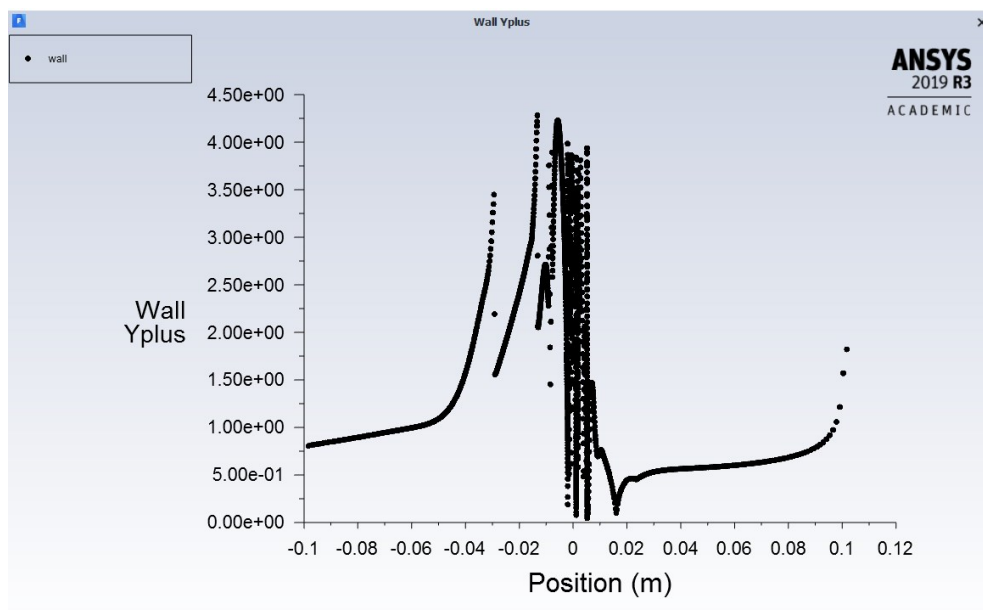
Obrázek 6.27 – Ukázka adaptace výpočetní sítě v blízkosti stěny

Na obrázku 6.26 lze vidět již zadaptovanou síť. Úprava sítě byla provedena na vyznačených místech.



Obrázek 6.26 – vyhodnocení parametru stěnové funkce  $y^+$  po první adaptaci sítě

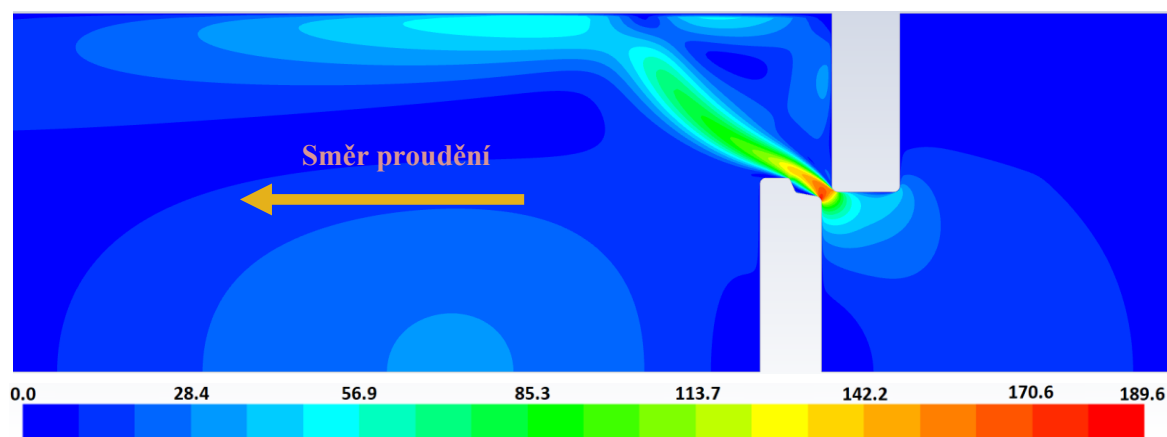
Po provedení adaptace sítě jsem znovu provedl CFD výpočet se dvouvrstvou stěnovou funkcí (Enhanced wall treatment) a vyhodnotil jsem opět parametr  $y^+$ . Tentokrát se parametr  $y^+$  pohyboval v rozmezí  $0 \div 8,5$  (viz obrázek 6.27). Provedl jsem tedy další adaptaci sítě a následně CFD výpočet.



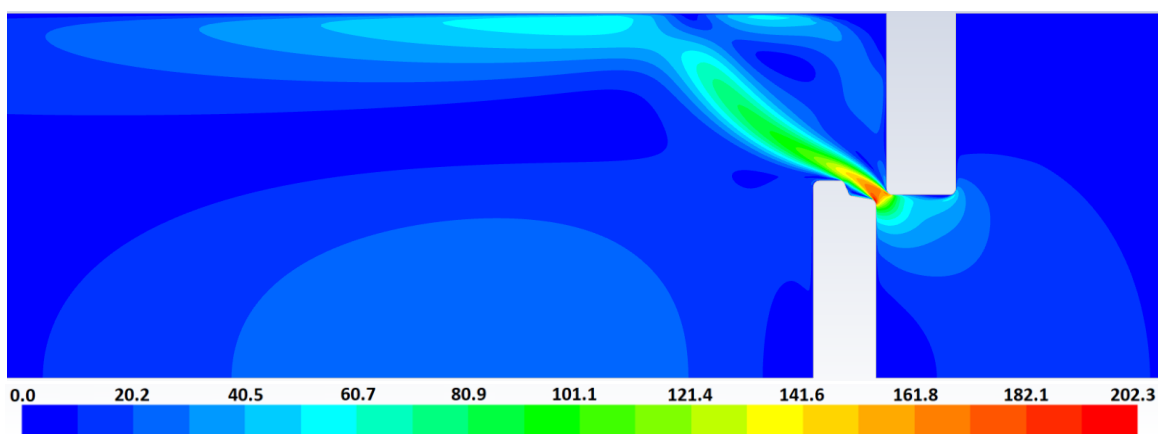
Obrázek 6.28 – vyhodnocení parametru stěnové funkce  $y^+$  po druhé adaptaci sítě

Po provedení druhé adaptace výpočetní sítě podle parametru  $y^+$  a následném numerickém výpočtu jsem opět provedl vyhodnocení parametru  $y^+$ . Z výsledků je patrné, že zvolená stěnová funkce EWT splňuje podmínku hodnoty parametru  $y^+$ .

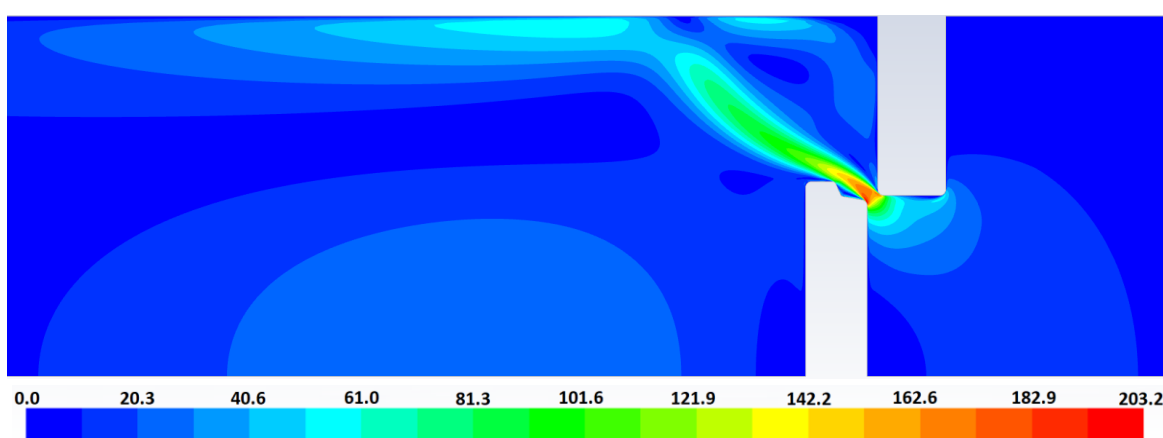
Výsledkem adaptace podle parametru  $y^+$  je zkvalitnění výpočetní sítě. Na následujících obrázcích (6.29 až 6.31) jsou graficky vyhodnocené kontury velikosti rychlosti v závislosti na provedených adaptacích.



Obrázek 6.29 – kontury velikosti rychlostí ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ) pro variantu zdvihu ventilu 2 mm (bez adaptace výpočetní sítě)



Obrázek 6.30 – kontury velikosti rychlostí ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) pro vybranou variantu zdvihu ventilu 2 mm (po první adaptaci výpočetní sítě)



Obrázek 6.31 – kontury velikosti rychlostí ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) pro vybranou variantu zdvihu ventilu 2mm (po druhé adaptaci výpočetní sítě)

Na obrázku 6.29 jsou zobrazeny kontury velikosti rychlosti pro variantu zdvihu ventilu 2mm bez adaptace výpočetní sítě. Na následujících obrázcích 6.30 a 6.31 jsou zobrazeny varianty s adaptovanou výpočetní sítí. Při porovnání těchto obrázků si lze všimnout mírných odlišností v proudovém poli po vykreslení kontur velikosti rychlostí. Další rozdíly jsou patrné u velikosti vyhodnocené maximální rychlosti a hmotnostního průtoku. Maximální rychlost je po provedení druhé adaptace výpočetní sítě vyšší zhruba o  $20\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  (rozdíl 7%). Hmotnostní průtok je po provedení druhé adaptace také vyšší, avšak se zanedbatelným rozdílem 0,25% ( $0,05\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ ), viz tabulka 6.3. Tyto odlišnosti jsou způsobeny zjemněním sítě a využitím jiné stěnové funkce.

Varianta úlohy	Hmotnostní průtok [ $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ ]
Bez adaptace (SWT)	19,73
První adaptace (EWT)	19,57
Druhá adaptace (EWT)	19,78

Tabulka 6.3 – rozdíly mezi výsledky z jednotlivých variant

## 6.6. Shrnutí výsledků stacionárního řešení

V této kapitole je popsáno řešení úlohy aplikací stacionárního matematického modelu. Nejdříve bylo nutné vytvořit několik variant geometrií EGR ventilu s postupně rostoucím zdvihem ventilu. Pro každou variantu zdvihu ventilu byla vytvořena výpočetní síť a byl odladěn matematický model. Na variantě zdvihu ventilu 2mm byla testována kvalita výpočetní sítě podle skewness parametru na dvou vytvořených variantách výpočetní sítě (hrubá a jemná síť). Pro další výpočty jsem použil jemnější variantu výpočetní sítě i přes horší skewness parametr, jelikož tato varianta vykazovala rovnoměrnější (spojitý) rychlostní profil, zejména v mezeře mezi ventilem a jeho sedlem.

Dále bylo testováno použití různých matematických modelů turbulence (Standard, RNG a Realizable) na dvou variantách zdvihu ventilu (0,1mm a 3mm) při vyšetřování závislosti mezi hmotnostním průtokem  $Q_m$  a tlakovým spádem  $\Delta p$ . Na výsledných grafech 6.1 a 6.2 jsou patrné pouze malé rozdíly mezi výsledky z použití jednotlivých matematických modelů turbulence. Pro další varianty výpočtu, včetně dynamické sítě, byl použit dvourovnicový matematický model k- $\epsilon$  Standard.

Na konci kapitoly jsou graficky vyhodnocené kontury velikosti rychlosti a závislosti hmotnostního průtoku na zdvihu ventilu při různých tlakových spádech (50mbar, 100mbar a 200mbar). Velikost hmotnostního průtoku se pohybovala v rozmezí od 0 kg·h<sup>-1</sup> až po 100kg·h<sup>-1</sup> v závislosti na zdvihu ventilu (0,1mm až 5mm) a tlakovém spádu. Maximální rychlosti proudění se pohybovaly v rozsahu 177m·s<sup>-1</sup> až 215m·s<sup>-1</sup> podle varianty nastavení řešení. Maximalních velikostí rychlostí bylo dosaženo v mezeře mezi ventilem a jeho sedlem, což je patrné z grafických výsledků uvedených v diplomové práci. Na závěr je vyhodnocena kvalita sítě v post-procesingu pomocí parametru  $y^+$ . Graficky jsou srovnány kontury velikosti rychlosti a početně jsou srovnány výsledné hodnoty hmotnostního průtoku pro jednotlivé varianty adaptace sítě s použitím rozdílných stěnových funkcí. Rozdíl mezi výsledky z použití jednotlivých stěnových funkcí je minimální.

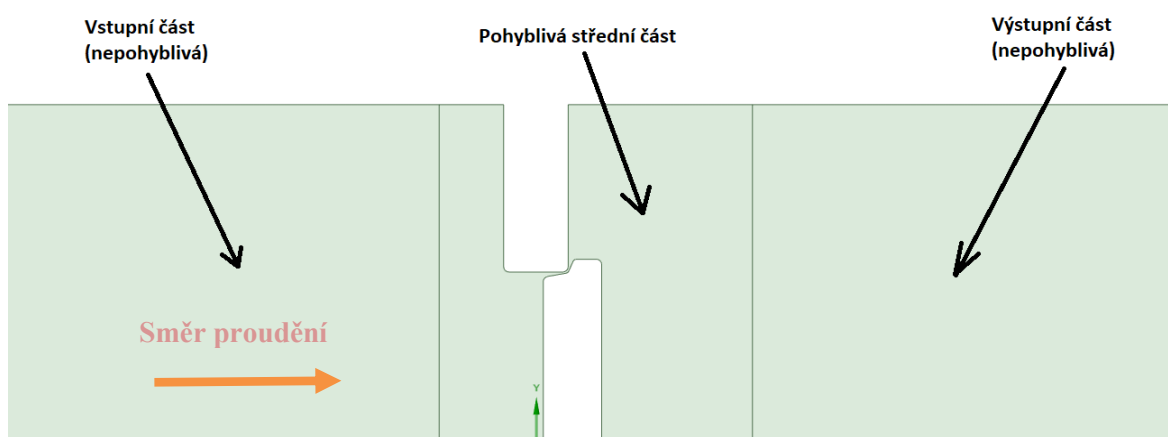
Pro další aplikace (použití nástroje dynamické sítě, nebo řešení 3D geometrie) vychází nejlépe použití dvourovnicového matematického modelu k- $\epsilon$  Standard, který vedl rychle ke konvergenci a k obdobným výsledkům jako ostatní matematické modely turbulence.

## 7. Aplikace nástroje Dynamické sítě na 2D model EGR ventilu

V této kapitole je popsáno modelování proudění plynu ve ventilu EGR s využitím pohybující se sítě (dynamické) v prostředí programu ANSYS Fluent. Úloha je řešena jako časově závislá a pohyb ventilu v 2D geometrii je definován spojitě od výchozí polohy až do konečného zdvihu EGR ventilu.

### 7.1. Tvorba geometrie pro použití nástroje dynamické sítě

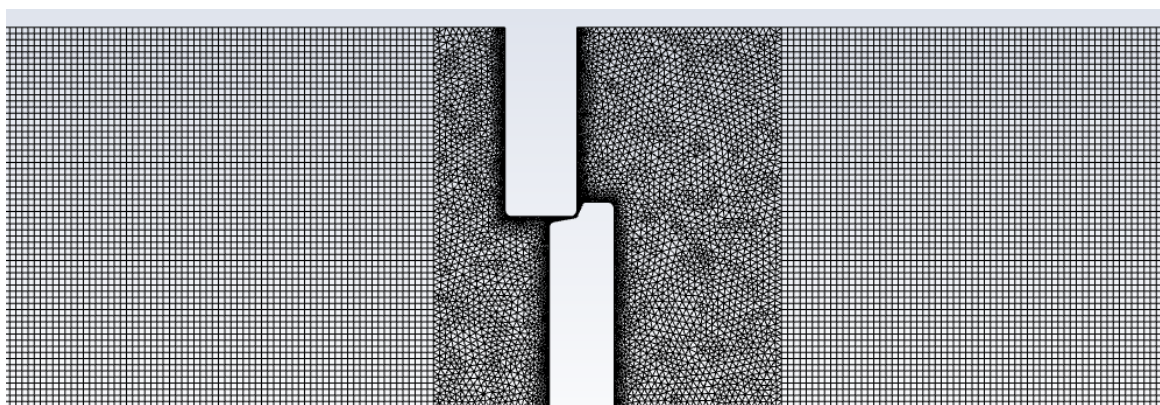
Pro numerické výpočty s využitím nástroje dynamické sítě v prostředí programu ANSYS Fluent bylo nutné vytvořit výpočetní síť jiným způsobem, než byla použita v případě stacionárního řešení. Z tohoto důvodu bylo nutné vytvořit i odlišnou geometrii EGR ventilu. Základní tvar a rozměry zůstaly zachovány a změna byla provedená pouze v rozdělení na jednotlivé oblasti. Pro využití nástroje dynamické sítě byla geometrie rozdělena na tři hlavní části, viz následující obrázek 7.1.



Obrázek 7.1 – geometrie EGR ventilu pro dynamickou síť

### 7.2. Tvorba výpočetní sítě pro použití nástroje dynamické sítě

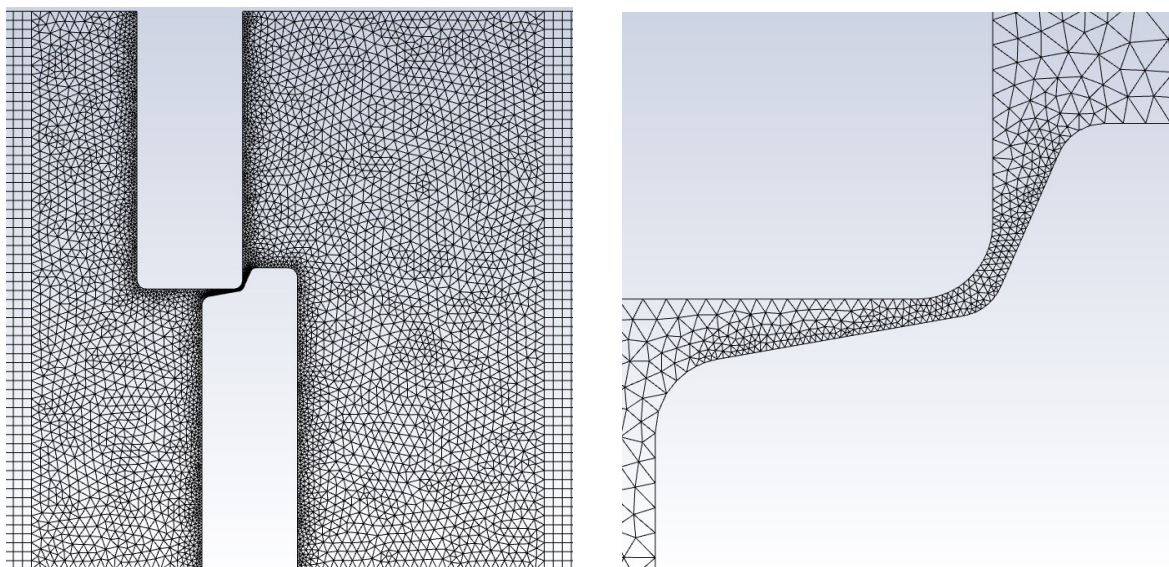
Jak je zmíněno v předchozí podkapitole 7.1 pro využití nástroje dynamické sítě v prostředí programu ANSYS Fluent bylo nutné vytvořit nové rozdělení geometrie. Dále bylo nutné vygenerovat výpočetní síť tak, aby bylo možné definovat pohyb objektů a parametry některých zón sítě.



Obrázek 7.2 – výpočetní síť pro dynamickou síť

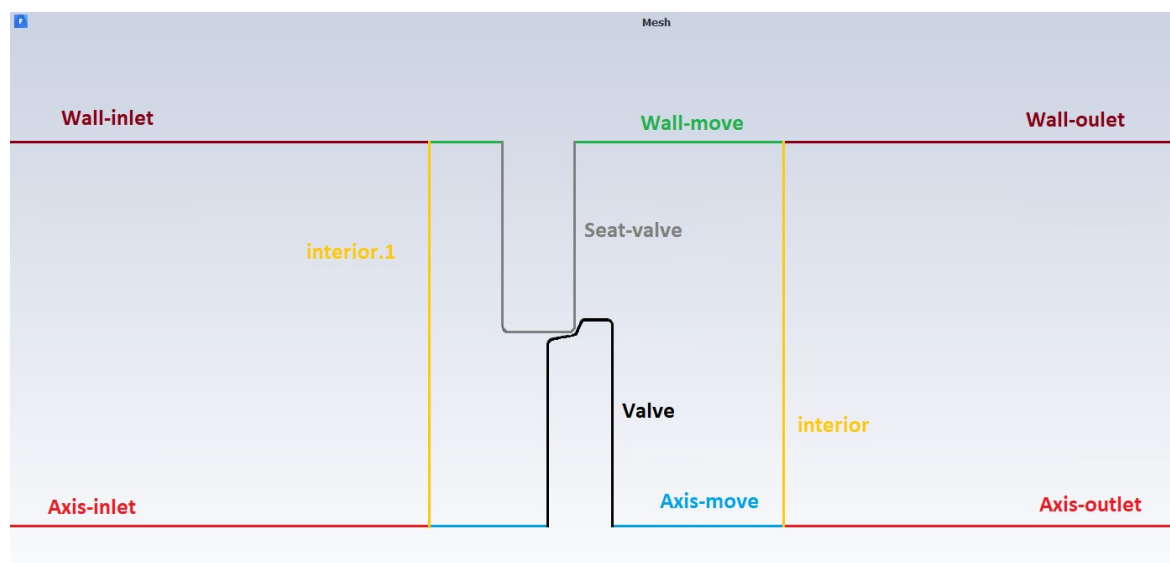


Jelikož se ve střední části geometrie bude pohybovat ventil se zaoblenými hranami, bylo vhodnější použít v této části trojúhelníkovou výpočetní síť. V obdelníkových částech ve vstupních a výstupních oblastech bylo pak možné použít čtvercovou síť, která bude dále nadefinována jako stacionární. Veškerý pohyb ventilu tak bude absorbovat výpočetní síť ve střední části geometrie.



Obrázek 7.3 – střední část výpočetní sítě, vpravo detail mezery mezi ventilem a jeho sedlem

Pro další bezproblémové použití nástroje dynamické sítě bylo nutné vhodné rozdělení a následné pojmenování okrajových podmínek, viz obrázek 7.4.



Obrázek 7.4 – ukázka pojmenování okrajových podmínek

Postupně jsem pojmenoval jednotlivé části geometrie tak, aby bylo možné definovat pohyby jednotlivých oblastí sítě, viz kapitola 7.3. – Definování jednotlivých zón dynamické sítě.



### 7.3. Nastavení výpočetního modelu dynamické sítě v prostředí ANSYS Fluent

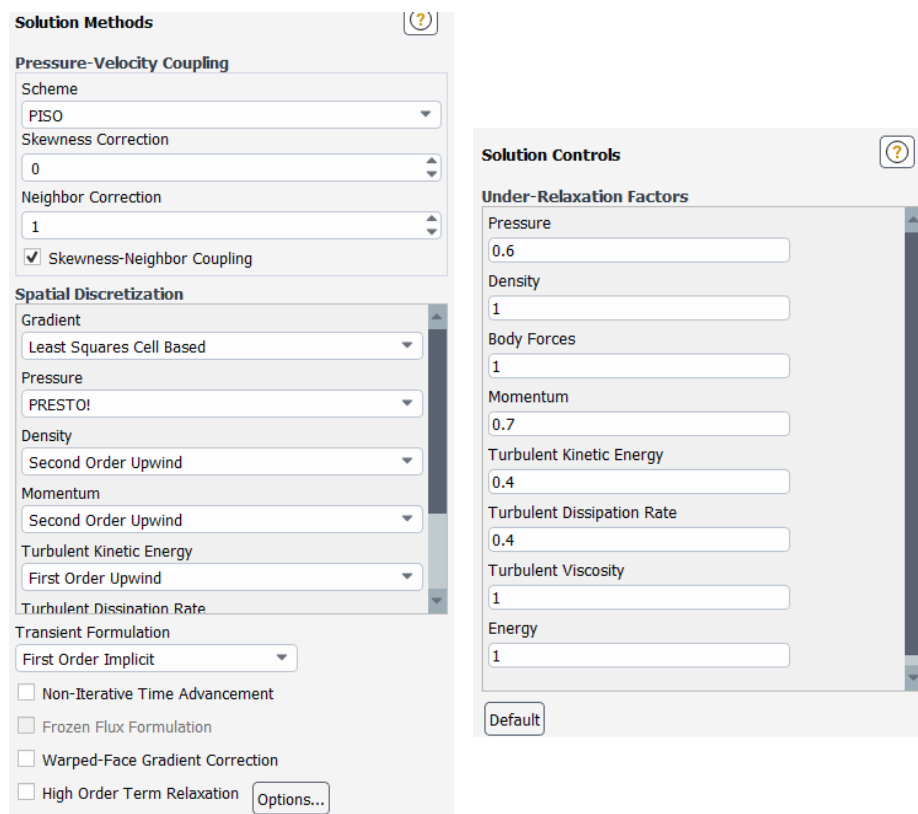
V této podkapitole bude popsáno nastavení matematického modelu v prostředí ANSYS Fluent pro použití nástroje dynamické sítě v jednotlivých bodech. Funkce a účel použití tohoto nástroje je popsán v páté kapitole.

#### Definování matematického modelu a okrajových podmínek

Většina nastavení zůstává stejná, jako v případě stacionárního řešení této úlohy. Stejně nastavení platí pro vstupní a výstupní okrajové podmínky. Dále platí stejné nastavení pro proudící médium a jeho fyzikální vlastnosti. Úloha je řešena jako symetrická a ve dvou variantách nastavení fyzikálních vlastností proudícího média. Pro každou z těchto variant byly řešeny tři různé nastavení tlakového spádu  $\Delta p$  mezi vstupem a výstupem. Celkem bylo tedy spočteno šest variant této úlohy.

#### Nastavení řešiče

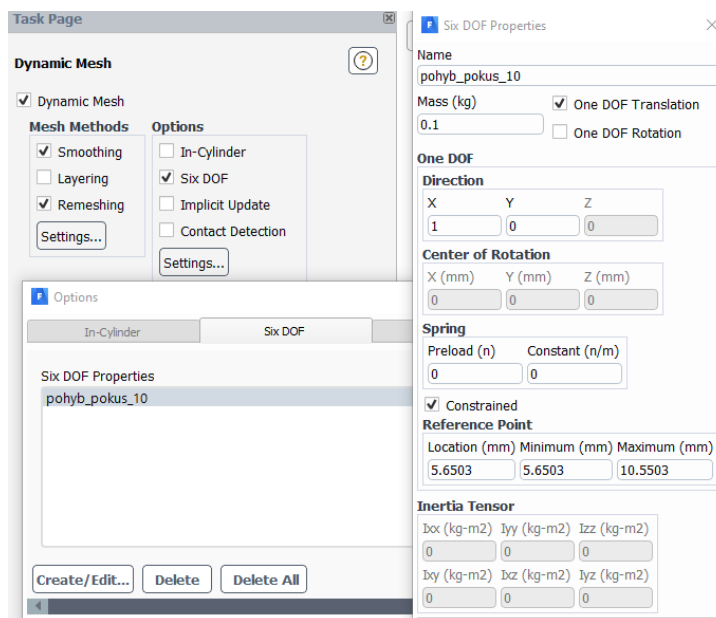
Pro výpočet časově závislé úlohy s využitím nástroje dynamické sítě jsem použil doporučené nastavení řešiče z literatury ANSYS Fluent Tutorial Guide [5] (metoda řešiče PISO s parametrem skewness corection 0 a pro tlak schéma PRESTO). Dále jsem nastavil relaxační parametry tlaku na hodnotu 0,6, turbulentní kinetické energie na hodnotu 0,4 a turbulentní disipace na hodnotu 0,4.



Obrázek 7.5 – dialogová okna pro nastavení parametrů řešiče

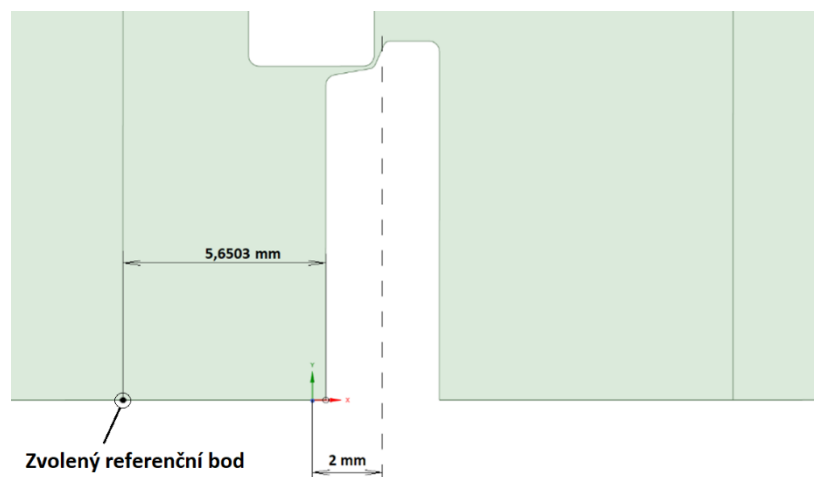
## Definování pohybu EGR ventilu

Pro pohyb ventilu je po aktivaci nástroje dynamické sítě nutné definovat parametry pohybu tohoto objektu. Jednotlivé možnosti, kterými lze pohyb objektu definovat, jsou podrobně popsány v kapitole 5.4.. Pro situaci pohybu EGR ventilu jsem použil metodu Six DOF solver, která je univerzálním řešičem pro translační a rotační pohyby.



Obrázek 7.6 –dialogové okno pro nastavení Six DOF solveru

Ventil jsem nastavil tak, aby konal posuvný pohyb pouze ve směru osy X, což je patrné z obrázku 7.6. Hmotnost EGR ventilu (0,1 kg) jsem určil pomocí 3D Cad softwaru. Pro výpočet pohybu jsem neuvažoval působení pružiny na ventil.

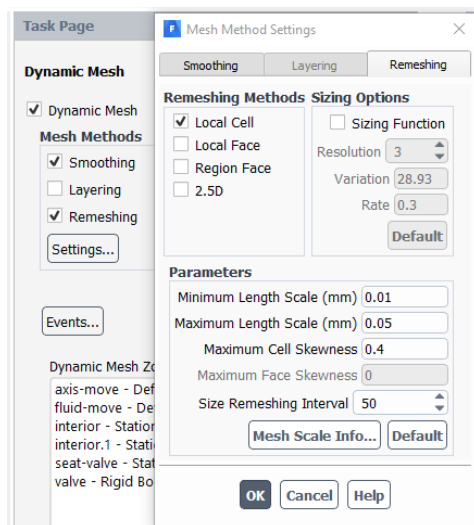


Obrázek 7.7 – charakteristika nastavení pohybu ventilu

Na obrázku 7.7 je zobrazený referenční bod, který jsem umístil do průsečíku dělicí hrany a osy symetrie. Dále je na obrázku zakreslena vzdálenost (5,6503mm) pro specifikaci parametru lokace (Location) a vzdálenost (2mm) pro určení vzdálenosti souřadnic těžiště pohybujícího se tělesa (Center of Gravity Location). Hodnota lokace a minimální polohy ventilu (Minimum) byly před začátkem pohybu totožné a odpovídali zdvihu ventilu 0,1mm. Maximální možná poloha ventilu (Maximum) byla posunuta o 4,9mm a odpovídala tak zdvihu ventilu 5mm.

## Definování metody transformace výpočetní sítě

V další fázi je definována metoda transformace výpočetní sítě. Veškeré možné metody jsou podrobněji popsány v kapitole 5.5..

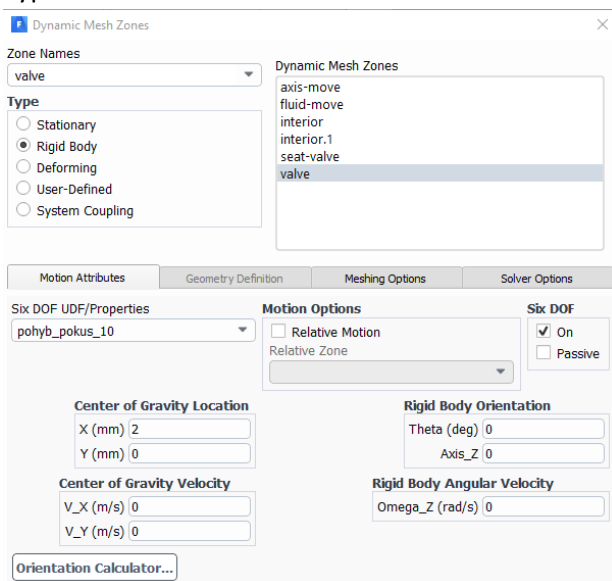


Obrázek 7.8 – dialogové okno nastavení parametrů pro Remeshing

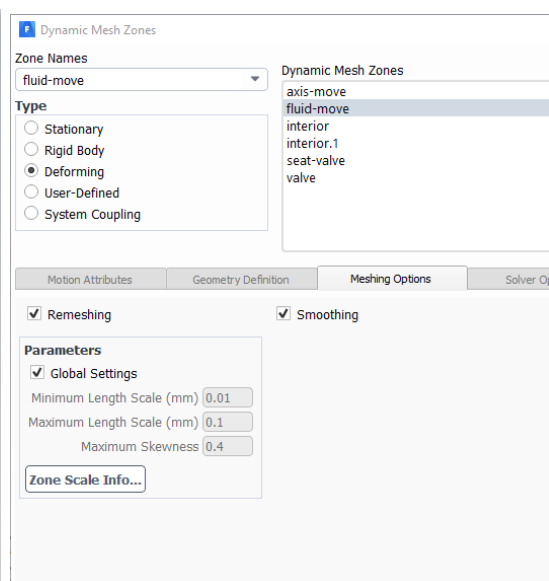
Pro úlohu pohybu EGR ventilu jsem definoval kombinaci metody Smoothing a Remeshing. Submetodu pro zvolený Remeshing jsem definoval jako Local Cell s nastavením parametrů minimální a maximální délky buňky a maximálního skewness parametru, viz obrázek 7.8. Jednotlivé hodnoty byly odladěny pomocí detailního testování chování transformace výpočetní sítě při různém nastavení velikostí těchto hodnot.

## Definování jednotlivých zón dynamické sítě

Pro výpočet s využitím nástroje dynamické sítě je nutné vhodně nadefinovat jednotlivé zóny výpočetní sítě, viz kapitola 5.6.. V případě řešení úlohy EGR ventilu jsem definoval celkem 7 zón dynamické sítě tak, aby byl zajištěn správný průběh pohybu výpočetní sítě a tedy i samotného CFD výpočtu.



Obrázek 7.10 – dialogové okno pro definování zóny dynamické sítě (valve)



Obrázek 7.9 – dialogové okno pro definování zóny dynamické sítě (střední část geometrie fluid-move)

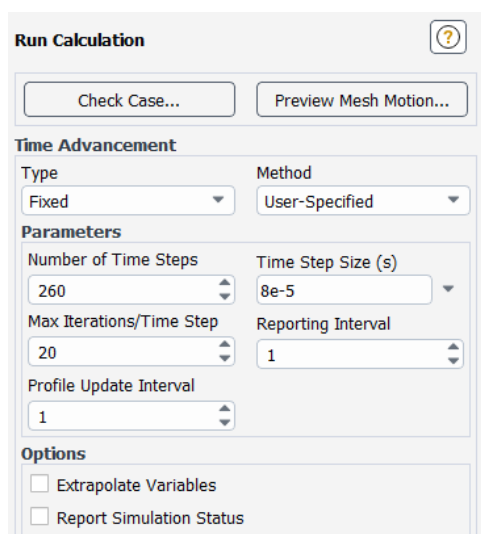
Nejdříve jsem nadefinoval pohyb samotného ventilu (valve, viz obrázek 7.9), u kterého jsem zvolil typ pohybu Rigid Body. Tento typ pohybu dále umožňuje aktivování metody Six DOF řešiče. Dále bylo nutné zadat vzdálenost těžiště daného objektu vztaženého k počátku souřadného systému geometrie (viz obrázek 7.7).

Na obrázku 7.10 je zobrazeno definování dynamické sítě pro střední část výpočetní sítě (fluid-move). Tato část výpočetní sítě bude absorbovat veškerý pohyb ventilu. Proto bylo nutné definovat střední část jako deformující se, s využitím obou předem zvolených metod transformace sítě. Podobné nastavení deformující se zóny sítě bylo nutné definovat pro osy symetrie (axis-move), po které se ventil pohybuje.

Zbylé zóny výpočetní sítě budou během výpočtu stacionární a nebudou tedy měnit svůj tvar ani počet buněk. ANSYS Fluent tyto zóny označí automaticky jako stacionární bez potřeby definování tohoto parametru. Další zóny („seat-valve“, „interior“ a „interior.1“), které se přímo dotýkají pohybující se sítě, jsem definoval jako stacionární.

### Nastavení parametrů transientního výpočtu, animace

Během výpočtu bude docházet k pohybu ventilu, proto je nutné úlohu definovat jako transientní (časově závislou). Dále je nutné nastavit počet časových kroků, délku časového kroku a počet iterací pro jeden časový krok. Počet časových kroků a jejich délku jsem zvolil tak, aby proběhl celý zdvih ventilu. Pro každý tlakový spád byl počet časových kroků k dosažení celého zdvihu ventilu jiný.



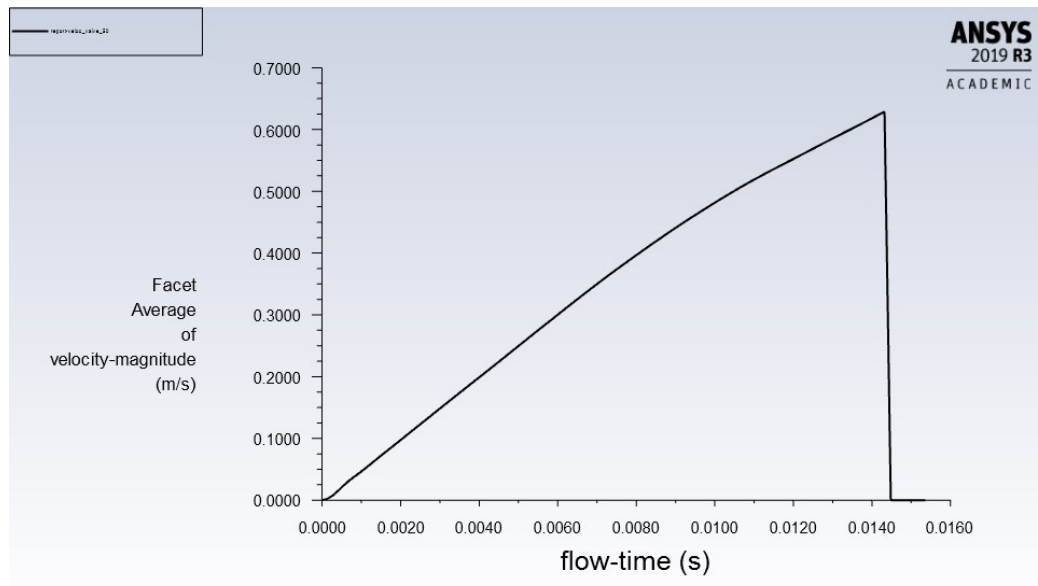
Obrázek 7.11 – dialogové okno pro nastavení výpočtu

Na obrázku 7.11 lze vidět nastavení časových kroků pro vybranou variantu (proudící médium jako ideální plyn a tlakový spád 100mbar). Pro dosažení celého zdvihu ventilu bylo potřeba 260 časových kroků s délkou  $8e^{-5}$  sekundy.

Pro následné vyhodnocení výsledků (post-processing) bylo definováno vytváření animace výsledků. K tomu slouží v prostředí programu ANSYS Fluent funkce „Solution Animation“. V této nabídce je nutné definovat objekt animace (například residuály, kontury velikosti rychlosti, tlaku, nebo výpočetní sítě). V mém případě jsem vytvářel animace pro kontury velikosti rychlosti, tlaku a pohybu výpočetní sítě. Výsledné záznamy animací jsou uvedeny v příloze A.

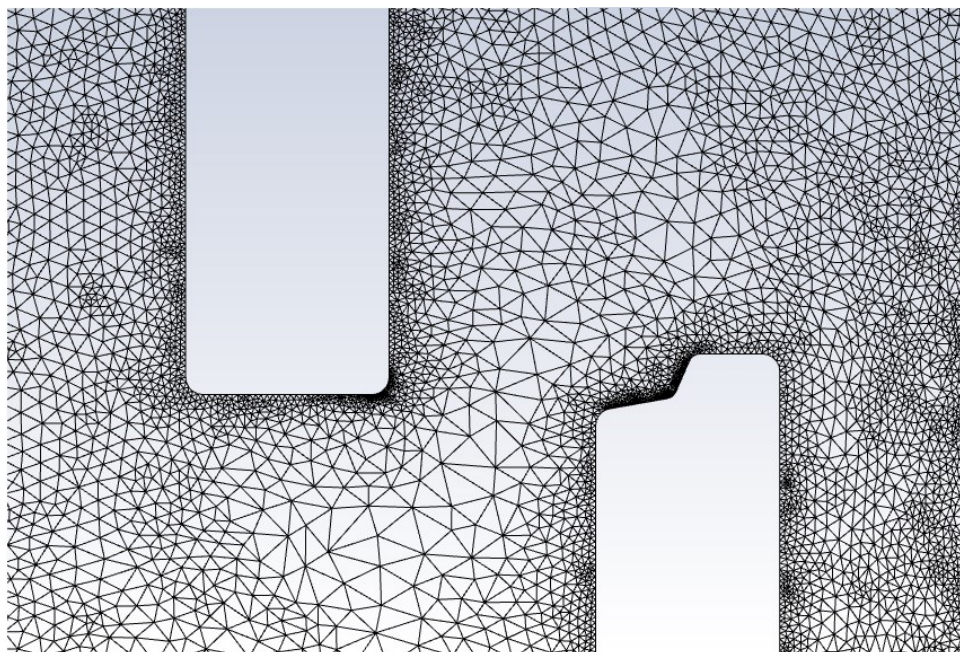
#### 7.4. Vyhodnocení výsledků výpočtů s použitím dynamické sítě

Po provedení nastavení řešiče matematického modelu jsem spustil vlastní numerický výpočet. Během výpočtu jsem monitoroval průběh residuálů, a také průběh rychlosti pohybu ventilu. V okamžiku, kdy se rychlost ventilu skokově změnila na nulovou, dosáhl ventil maximální polohy a výpočet jsem ukončil.



Obrázek 7.12 – graf sledování rychlosti ventilu ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) varianta ideální plyn, tlakový spád 200mbar

Po ukončení výpočtu jsem přešel k vyhodnocení výsledků. V první fázi jsem kontroloval pomocí animací pohyb výpočetní sítě, zda v průběhu výpočtu nedochází k velké deformaci buněk výpočetní sítě.



Obrázek 7.13 – výpočetní síť na konci výpočtu (varianta ideální plyn, tlakový spád 200mbar)

Na obrázku 7.13 lze vidět tvar výpočetní sítě ve střední části výpočetní oblasti. Velikost a tvary nově vzniklých elementů jsou v pořádku. V případě nastavení jiných parametrů transformace sítě

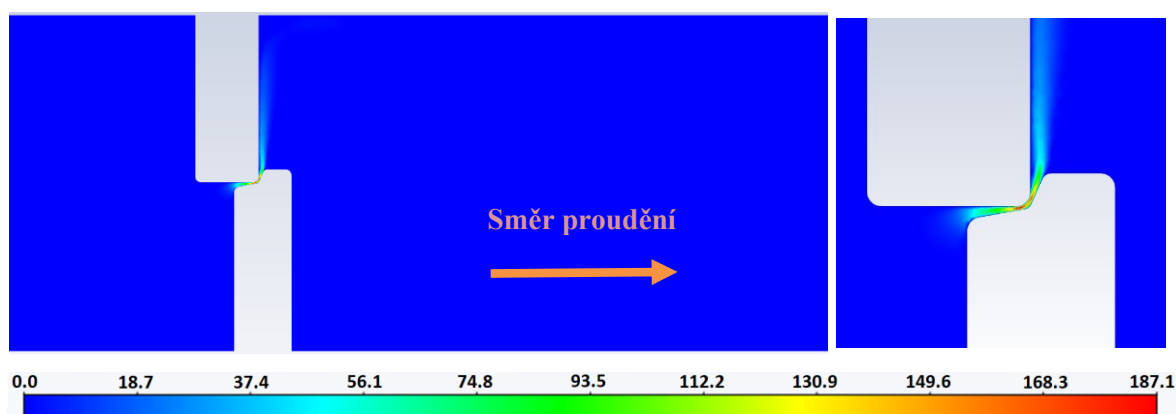
(viz obrázek 7.8 – nastavení parametrů pro remeshing) se mi povedlo síť výrazně zjemnit. Výsledky takto odladěné sítě byly takřka identické, přičemž výpočetní čas byl znatelně delší. Pro další výpočty jsem proto tyto parametry, které vedly k výraznému zjemnění výpočetní sítě, během numerického výpočtu již neuvažoval.

Pro každou z variant (různý tlakový spád, stlačitelné a nestlačitelné médium) jsem vyhodnotil animací průběhu kontur velikosti rychlosti, statického tlaku a pohybu výpočetní sítě. Dále jsem realizoval monitorování výstupních veličin (průtok na výstupu a rychlost ventilu). Záznamy animací jsou součástí přílohy A a vyhodnocení monitorování výstupních veličin je součástí přílohy B.

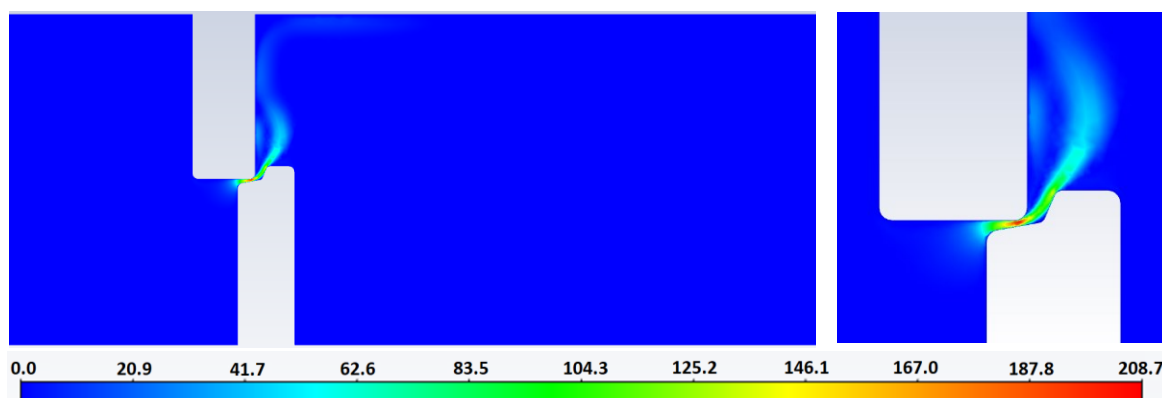
## Znázornění kontur velikosti rychlosti

Vzhledem k simulaci pohybu EGR ventilu (nestacionární úloha) byl vyhodnocen záznam průběhu kontur velikosti rychlosti v každém časovém kroku v podobě videa. Tento záznam animací spolu s dalšími záznamy (kontur statického tlaku a pohybu výpočetní sítě pro všechny vypočtené varianty řešení) jsou součástí přílohy A této diplomové práce.

Pro ukázkou jsou zde vyobrazeny jednotlivé dílčí záznamy odpovídající určitým polohám ventilu. Jedná se o stejné polohy, jako v případě stacionárních výpočtů.

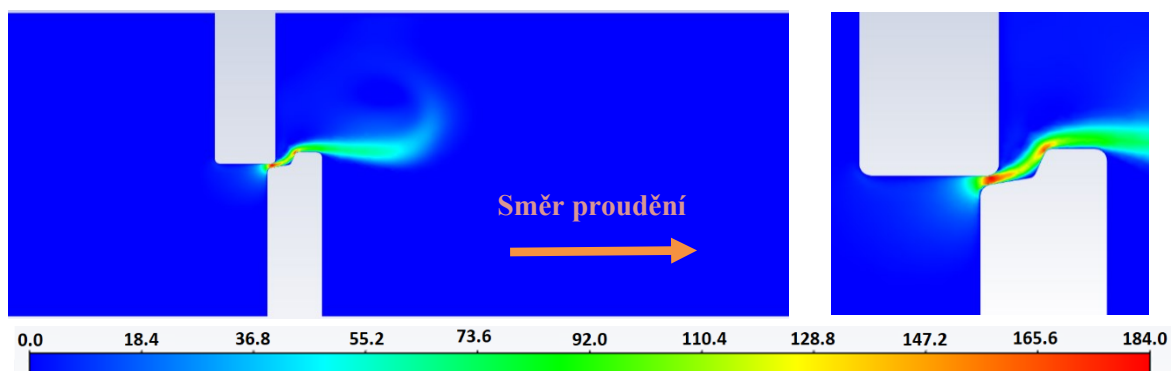


Obrázek 7.14 – kontury velikosti rychlosti ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) pro zdvih 0,1mm s použitím stlačitelného média a tlakového spádu 100mbar

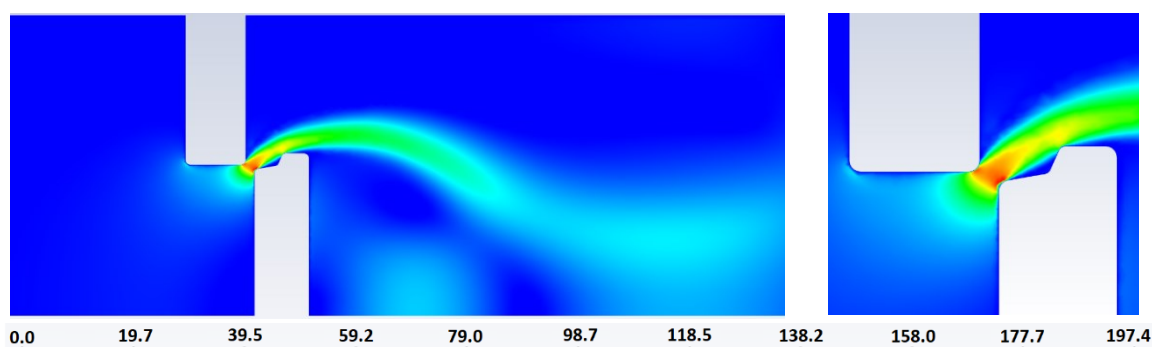


Obrázek 7.15 – kontury velikosti rychlosti ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) pro zdvih 0,5mm s použitím stlačitelného média a tlakového spádu 100mbar

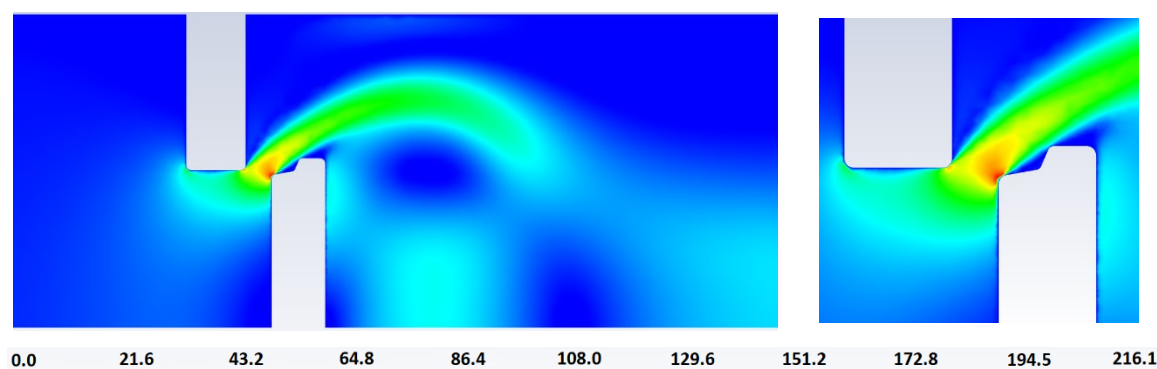




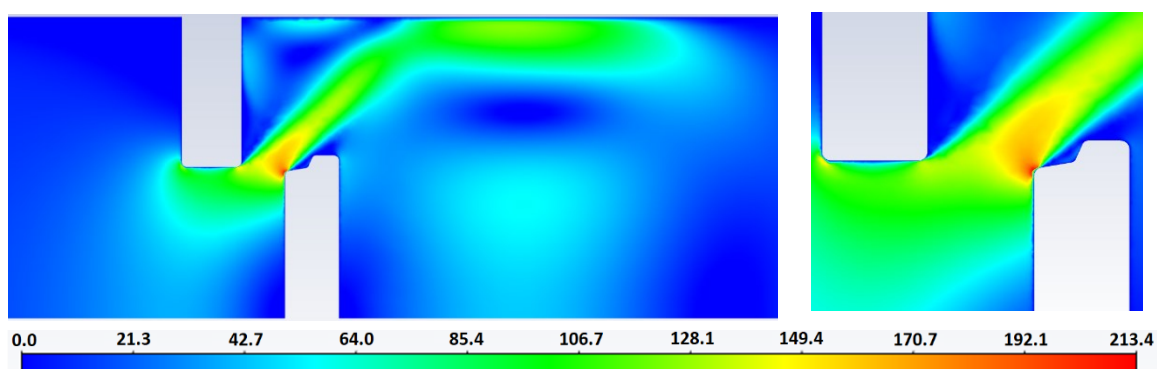
Obrázek 7.16 – kontury velikosti rychlosti ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) pro zdvih 1,0mm s použitím stlačitelného média a tlakového spádu 100mbar



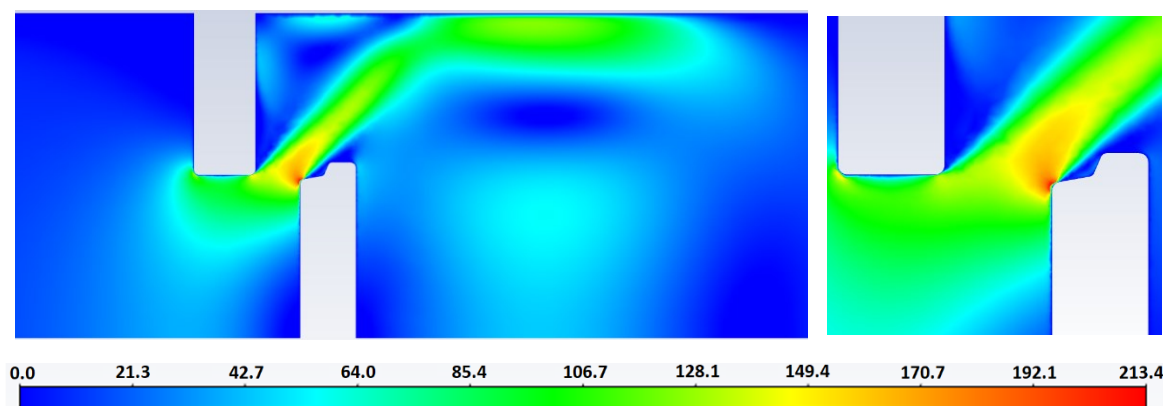
Obrázek 7.17 – kontury velikosti rychlosti ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) pro zdvih 2,0mm s použitím stlačitelného média a tlakového spádu 100mbar



Obrázek 7.18 – kontury velikosti rychlosti ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) pro zdvih 3,0mm s použitím stlačitelného média a tlakového spádu 100mbar



Obrázek 7.19 – kontury velikosti rychlosti ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) pro zdvih 4,0mm s použitím stlačitelného média a tlakového spádu 100mbar

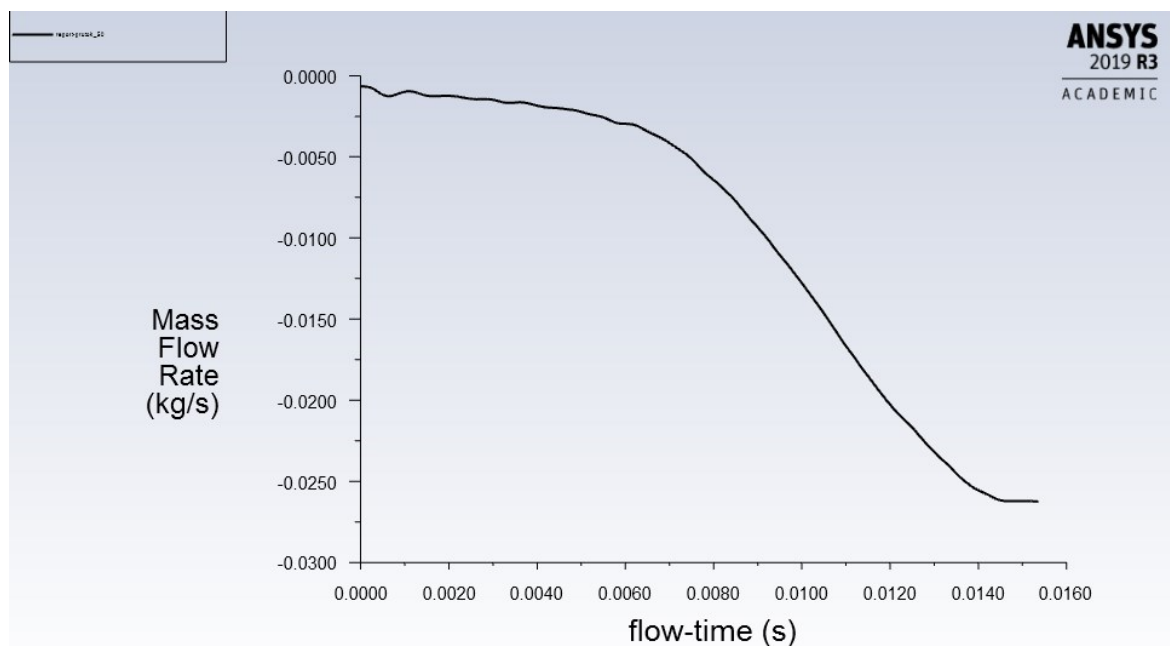


Obrázek 7.20 – kontury velikosti rychlosti ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) pro zdvih 5,0mm s použitím stlačitelného média a tlakového spádu 100mbar

Na obrázcích 7.17 až 7.21 je zobrazen průběh kontur velikosti rychlosti při postupně se otevírajícím EGR ventilu (varianta ideální plyn a tlakový spád 100mbar).

### Vyhodnocení základních proudových veličin

Hlavním sledovaným parametrem byl obdobně jako u stacionárního řešení hmotnostní průtok  $Q_m$  ventilem v závislosti na jeho zdvihu  $h$  a na tlakovém spádu  $\Delta p$ . Hmotnostní průtok jsem v průběhu celého pohybu ventilu monitoroval na výstupní okrajové podmínce.



Obrázek 7.21 – graf časové závislosti hmotnostního průtoku ventilem (varianta ideálního plynu,  $\Delta p = 200\text{mbar}$ )

Na obrázku 7.22 je zobrazen monitorovaný průběh hmotnostního průtoku  $Q_m$  ventilem (varianta ideální plyn a tlakového spádu  $\Delta p = 200\text{mbar}$ ). Analogicky jsem monitoroval hmotnostní průtok ventilem pro zbylé varianty. Následně jsem všechna sledovaná data zpracoval v prostředí programu Excel. Výsledky ze zbylých variant řešení jsou součástí přílohy B.

Další vyhodnocení výsledků výpočtů jednotlivých variant použití dynamické sítě jsou uvedeny v následující osmé kapitole.

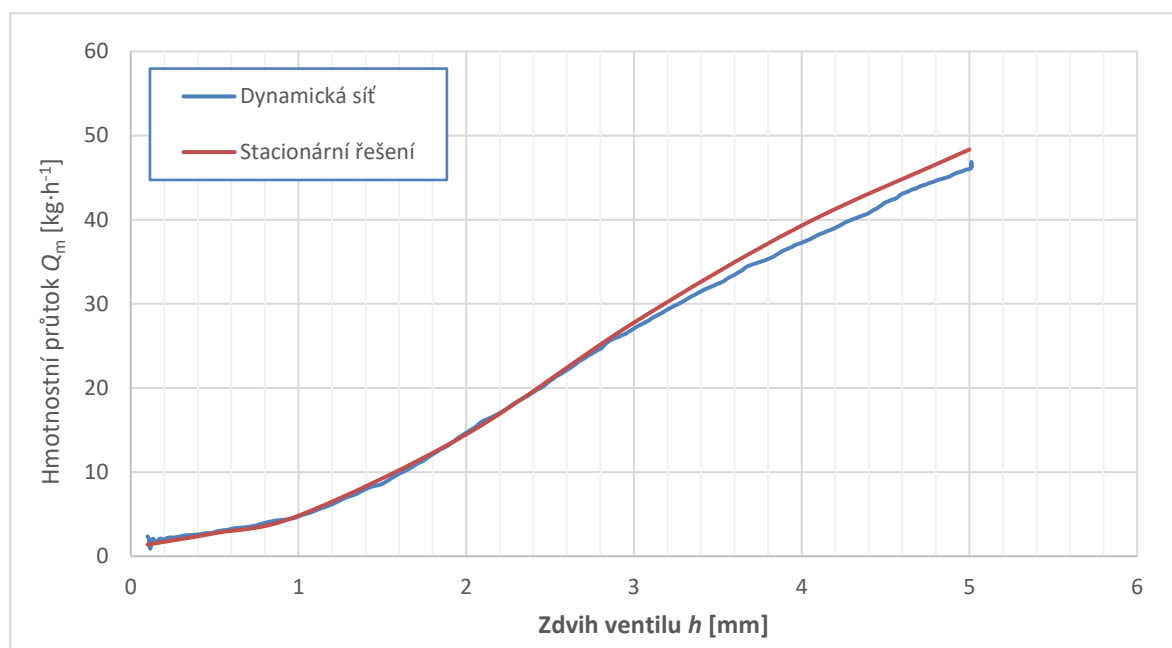


## 8. Porovnání výsledků jednotlivých řešení

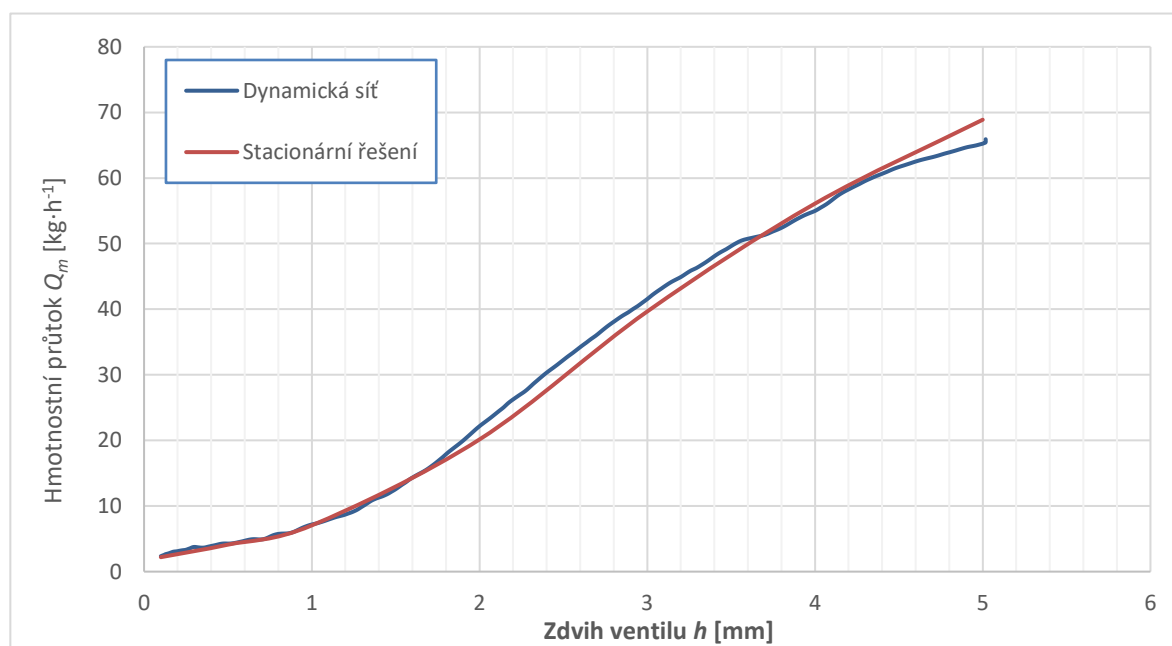
Na závěr jsem porovnal dosažené výsledky z jednotlivých variant řešení (stacionární úlohy, časově závislé úlohy s dynamickou sítí) pomocí grafů. V následujících podkapitolách jsou tyto grafy pro jednotlivé varianty řešení prezentovány.

### 8.1. Grafické vyhodnocení výsledků v případě použití stlačitelného média

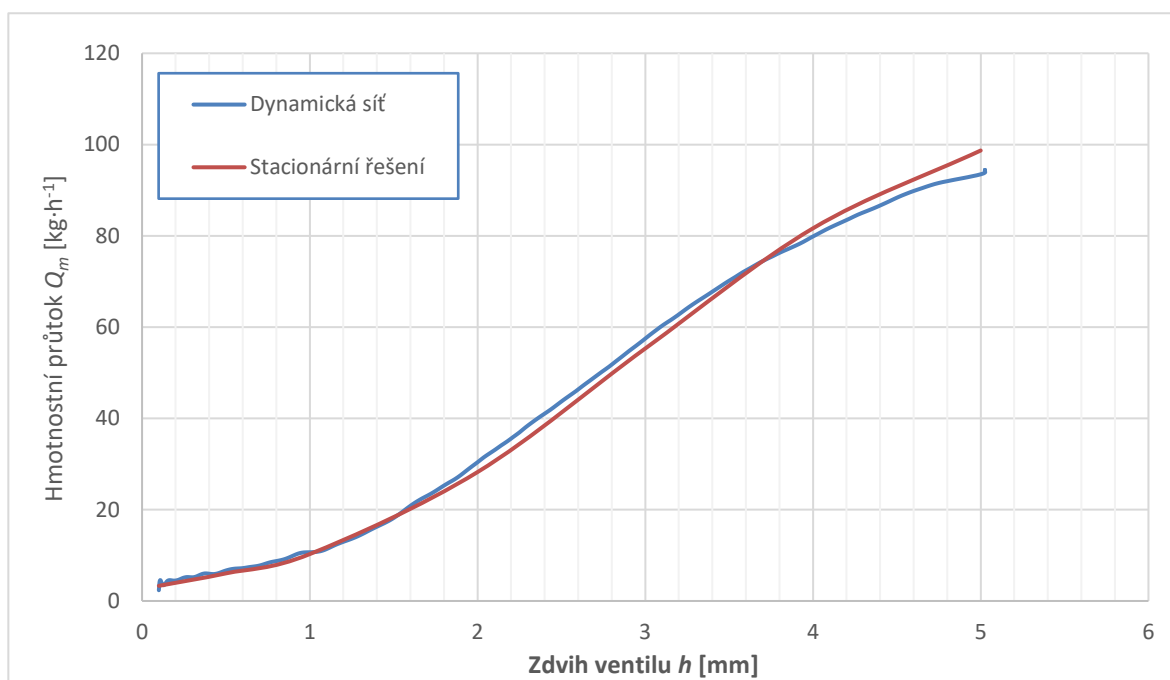
Sledovanou veličinou byl ve všech případech řešení hmotnostní průtok  $Q_m$ , jehož velikost byla závislá zejména na zdvihu ventilu  $h$  (0,1mm – 5mm) a tlakovém spádu  $\Delta p$  (50mbar, 100mbar, 200mbar). V následujících grafech jsou tyto závislosti zobrazeny a vzájemně porovnány pro jednotlivé varianty (stacionární úlohy a časově závislé úlohy s dynamickou sítí).



Graf 8.1 – závislosti hmotnostního průtoku na zdvihu ventilu při proudění stlačitelného média s tlakovým spádem 50mbar



Graf 8.2 – závislosti hmotnostního průtoku na zdvihu ventilu při proudění stlačitelného média s tlakovým spádem 100mbar

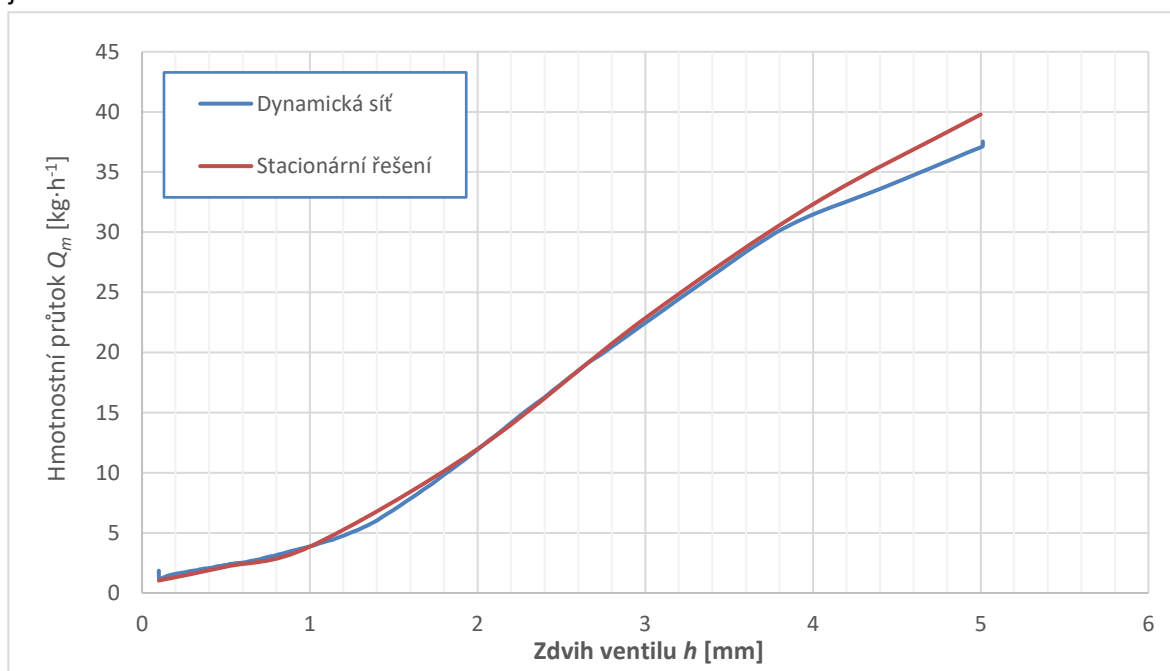


**Graf 8.3 – závislosti hmotnostního průtoku na zdvihu ventilu při proudění stlačitelného média s tlakovým spádem 200mbar**

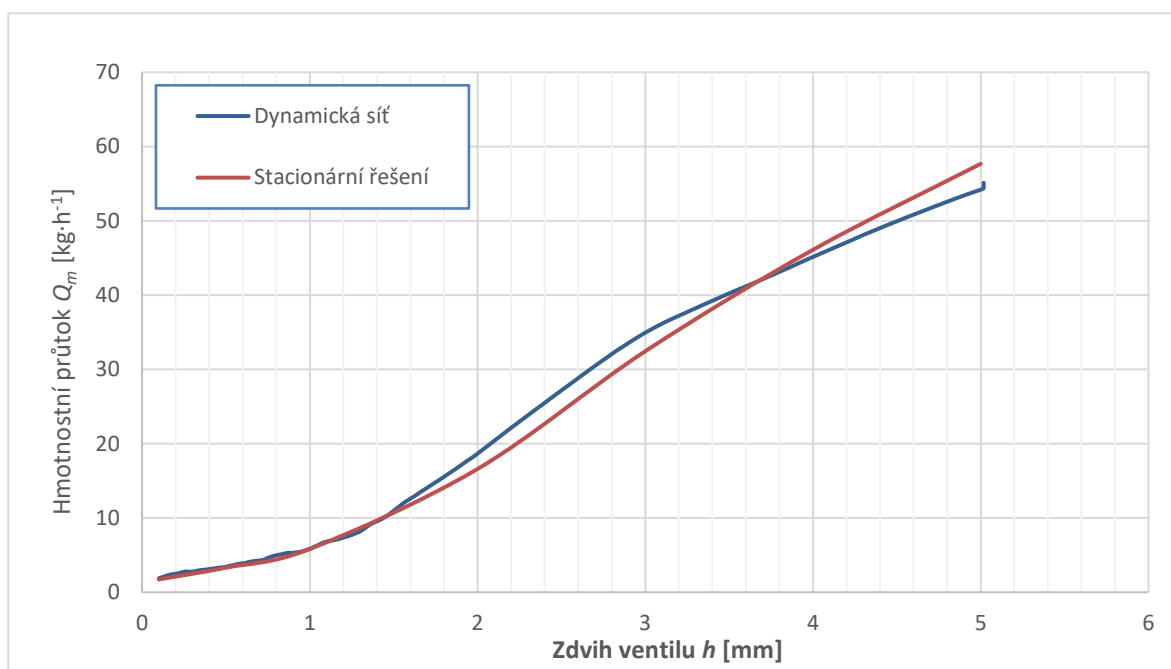
Jak lze vidět na grafech 8.1, 8.2 a 8.3, závislosti hmotnostního průtoku  $Q_m$  na zdvihu ventilu  $h$  při proudění stlačitelného média, je rozdíl mezi jednotlivými křivkami minimální (odchyly jsou patrné od zdvihu 4mm). Vzhledem ke kvalitě výpočetní sítě lze předpokládat, že přesnějšími výsledky by měly být výsledky ze stacionárního řešení jednotlivých poloh ventilu.

## 8.2. Grafické vyhodnocení výsledků v případě použití nestlačitelného média

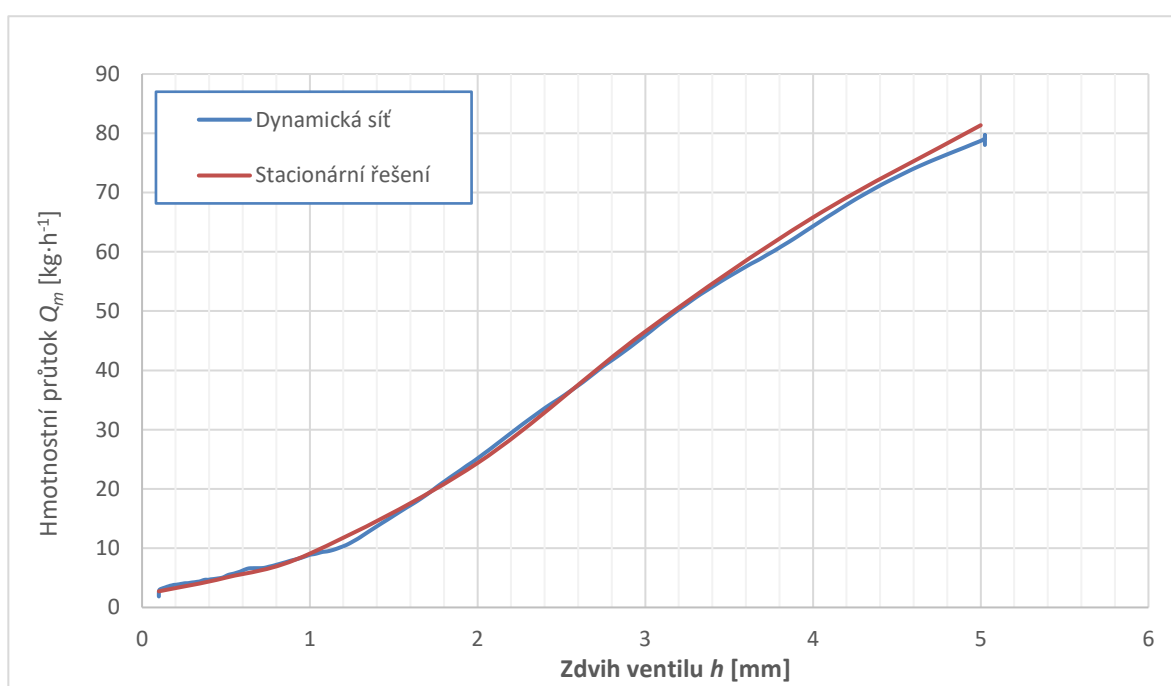
V následujících grafech je identicky zobrazena závislost hmotnostního průtoku na zdvihu ventilu při jednotlivých tlakových spádech. V tomto případě je použité proudící médium definováno jako nestlačitelné.



**Graf 8.4 – závislosti hmotnostního průtoku na zdvihu ventilu při proudění nestlačitelného média s tlakovým spádem 50mbar**



**Graf 8.6 – závislosti hmotnostního průtoku na zdvihu ventilu při proudění nestlačitelného média s tlakovým spádem 100mbar**



**Graf 8.5 – závislosti hmotnostního průtoku na zdvihu ventilu při proudění nestlačitelného média s tlakovým spádem 200mbar**

Jak lze vidět v grafech 8.4, 8.5 a 8.6, závislosti hmotnostního průtoku na zdvihu ventilu při proudění nestlačitelného média, je rozdíl mezi jednotlivými křivkami obdobně malý (odlišnosti jsou patrné u charakteristik 50mbar a 100mbar). Výsledky získané z výpočtu s použitím dynamické sítě jsou získány pouze z jednoho výpočtu, což je velkým přínosem z hlediska výpočetního času. Dalším vhodným krokem by bylo doplnění charakteristiky, závislosti hmotnostního průtoku na zdvihu ventilu, získané z experimentálního měření.

### 8.3. Zhodnocení jednotlivých řešení

V kapitolách uvedených výše lze vidět výsledné grafy závislosti hmotnostního průtoku na tlakovém spádu, které porovnávají hodnoty z jednotlivých variant řešení. Rozdíly mezi jednotlivými křivkami jsou ve všech případech poměrně malé. Výraznější rozdíly mezi jednotlivými řešeními jsou ve vyhodnocení kontur rychlosti. Vzhledem k porovnání kvality sítě použité u jednotlivých stacionárních řešení a kvality sítě použité u řešení s dynamickou sítí lze předpokládat, že výsledné hodnoty ze stacionárních řešení jednotlivých poloh jsou věrohodnější.

U simulací s využitím nástroje dynamické sítě je složitější vytvořit kvalitní výpočetní síť, u které bude zachována její kvalita i v průběhu výpočtu, a bude tak zajištěna věrohodnost výstupních hodnot. Možným řešením je využití metody transformace výpočetní sítě vrstvení („layering“), která je schopna pracovat i se čtvercovou výpočetní sítí. Pro využití této metody je však nutné vytvořit specifickou výchozí výpočetní síť, jejíž vytvoření je časově náročnější. Tento přístup lze aplikovat pouze na jednoduše tvarované části geometrie.

Hlavní výhodou využití nástroje dynamické sítě je celková časová úspora. Při řešení stacionárních úloh bylo potřeba vytvořit pro každou polohu ventilu zvlášť geometrii, příslušnou výpočetní síť a pro každou variantu odladit nastavení matematického modelu. Tento postup byl časově náročnější, než odladění pouze jednoho výpočtu s využitím dynamické sítě. A navíc využitím nástroje dynamické sítě byly získány takřka identické výsledné závislosti mezi hmotnostním průtokem a zdvihem ventilu při různých tlakových spádech.

Použitý nástroj dynamické sítě přináší výhodu zejména ve značné úspoře výpočetního času. Při vyšetřování charakteristik pro jejichž zjištění je nutné měnit geometrii (například zdvih ventilu) tak není potřeba vytvářet několik různých geometrií. Po správném odladění matematického modelu lze získat identické výsledky jako ze stacionárního řešení, avšak s výraznou úsporou výpočetního času.

## 9. Závěr

Diplomová práce se věnuje numerickému modelování proudění v EGR ventilu s využitím nástroje dynamické sítě za účelem zjištění průtokových parametrů při různém zdvihu ventilu. Téma této diplomové práce bylo zadáno firmou Hanon Systems Autopal s.r.o., která je zaměřena na výrobu automobilových součástí. Zdavatel poskytl reálnou i zjednodušenou geometrii EGR ventilu, přičemž byl výpočet proveden na zjednodušené 2D geometrii.

V teoretické části diplomové práce byla nejdříve popsána problematika recirkulace výfukových spalin a princip funkce EGR ventilu. V další kapitole byl popsán použitý výpočetní software ANSYS Fluent a teorie numerického modelování. Byly tak uvedeny bilanční rovnice, které definují matematický model (rovnice kontinuity, Navier-Stokesovy rovnice a rovnice energie) a nejčastěji používané matematické modely turbulence. Následně jsem popsal vybrané základní fyzikální vlastnosti tekutin. Odpovídající fyzikální veličiny jsem definoval buď jako konstantní hodnoty, nebo jako funkční závislosti. Funkční závislost je uvažována na teplotě s cílem upřesnění matematického modelu.

Poslední kapitola teoretické části této diplomové práce podrobně popisuje nástroj dynamické sítě v prostředí programu ANSYS Fluent a jeho použití. Tento nástroj je vhodný zejména pro případy simulací během nichž se jeden, nebo více prvků v modelu pohybuje. V kapitole je popsána obecná teorie nástroje dynamické sítě, metody specifikování pohybu těles, metody transformace výpočetní sítě a způsob definování zón dynamické sítě.

Praktická část diplomové práce je zaměřena na aplikaci matematického modelování proudění v EGR ventilu s použitím dvou přístupů (stacionární matematický model a matematický model s použitím nástroje dynamické sítě). Jako první byl popsán přístup řešení pomocí stacionárního matematického modelu. Pro tento přístup jsem vytvořil několik geometrií s různým zdvihem EGR ventilu, pro které jsem vytvořil výpočetní síť. Dále jsem definoval okrajové podmínky a fyzikální vlastnosti proudícího média. Na vybraných variantách geometrie (zdvih ventilu 0,1mm a 3mm) bylo testováno několik matematických modelů turbulence (k- $\epsilon$  Standard, k- $\epsilon$  RNG a k- $\epsilon$  Realizable), které vedly k obdobným výsledkům. Pro další varianty výpočtu byl použit dvourovnicový matematický model k- $\epsilon$  Standard. Na konci kapitoly jsem graficky vyhodnotil kontury velikosti rychlosti a závislosti hmotnostního průtoku na zdvihu ventilu při různých tlakových spádech (50mbar, 100mbar a 200mbar). Velikost hmotnostního průtoku se pohybovala v rozmezí od 0 kg·h<sup>-1</sup> až po 100kg·h<sup>-1</sup> v závislosti na zdvihu ventilu (0,1mm až 5mm) a tlakovém spádu. Maximální rychlosti proudění se pohybovaly v rozsahu 177m·s<sup>-1</sup> až 215m·s<sup>-1</sup> podle varianty nastavení řešení. Maximálních velikostí rychlostí bylo dosaženo v mezeře mezi ventilem a jeho sedlem, což je patrné z grafických výsledků uvedených v diplomové práci.

V další kapitole byla popsána aplikace nástroje dynamické sítě. Postupně je popsána tvorba geometrie ventilu, výpočetní sítě a nastavení matematického modelu. Pro použití nástroje dynamické sítě bylo nutné specifikovat pohyb ventilu a příslušných částí (zón) výpočetní sítě. Dále

bylo nutné odladění parametrů transformace výpočetní sítě tak, aby při jejím pohybu zůstala zachována její kvalita, a tím i stabilita samotného výpočtu. Výsledkem použití nástroje dynamické sítě jsou sledované veličiny (hmotnostní průtok, tlakový spád, zdvih ventilu) a animace (kontur velikosti rychlosti, průběhu statického tlaku a pohyb výpočetní sítě). Animace nemohou být zobrazeny v textové části diplomové práce, a proto jsou součástí přílohy A.

V závěrečné kapitole byly uvedeny výsledky získané aplikací nástroje dynamické sítě. Pro porovnání jsem do výsledných grafů závislosti hmotnostního průtoku na zdvihu ventilu uvedl výsledky z obou přístupů řešení (stacionární, nestacionární s použitím nástroje dynamické sítě). Z grafů je patrné, že rozdíly mezi jednotlivými výsledky jsou minimální.

Nástroj dynamické sítě přináší výhodu zejména ve znatelné úspoře výpočetního času. Pro vyšetření charakteristik v závislosti na zdvihu ventilu tak není nutné vytvářet několik různých geometrií odpovídajících různým polohám ventilu. Po správném odladění matematického modelu a nástroje dynamické sítě tak lze získat identické výsledky v porovnání se stacionárním řešením. Hlavním přínosem této diplomové práce je vytvoření metodiky použití nástroje dynamické sítě při pohybu EGR ventilu. V práci je uvedena i podrobná rešerše k použití jiných metod nástroje dynamické sítě. Popsaná metodika může být aplikovatelná na ventily obdobného provedení.

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své diplomové práce panu doc. Ing. Marianu Bojkovi, Ph.D. a panu Ing. Viktorovi Poláškovvi za cenné odborné rady a čas poskytnutý při konzultacích.

Diplomová práce byla vypracována v rámci projektu: „Numerické modelování dynamických jevů v mechanice tekutin s podporou experimentálního výzkumu“, reg. č.: SP2019/123 Specifického výzkumu financovaného Ministerstvem školství, mládeže a tělovýchovy České republiky.

## 10. Seznam použité literatury

- [1] KOZUBKOVÁ, Milada, *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. Ostrava, 2008. Učební text. VŠB-TUO.
- [2] KOZUBKOVÁ, Milada, Marian BOJKO, Tomáš BLEJCHAŘ, *Modelování přenosu tepla, hmoty a hybnosti*. Ostrava, 2019. Učební text. VŠB-TUO.
- [3] ANSYS Fluent Manual. ANSYS Fluent Theory Guide Release 2019 R3. ANSYS, Inc., 2019. 988 s.
- [4] ANSYS Fluent Manual. ANSYS Fluent User's Guide Release 2019 R3. ANSYS, Inc., 2019. 4218 s.
- [5] ANSYS Fluent Manual. ANSYS Fluent Tutorial Guide Release 18.0. ANSYS, Inc., 2017. 1052 s.
- [6] HOROVÁ, V., *Numerické modelování proudění v plnicím vedení mezichladiče s využitím Adjoint solveru za účelem minimalizace tlakové ztráty*. Ostrava, 2018. Diplomová práce. VŠB-TUO. Vedoucí práce doc. Ing. Marian Bojko, Ph.D. 78 s.
- [7] *MomentoGP: Schéma EGR ventilu* [online]. [cit. 2020-05-14]. Dostupné z: <https://www.momentogp.com/egr-systems-pt1-5/>
- [8] *DieselNet: Systém EGR ventilu Scania* [online]. [cit. 2020-05-14]. Dostupné z: [https://dieselnet.com/tech/engine\\_egr\\_sys.php](https://dieselnet.com/tech/engine_egr_sys.php)
- [9] VLČEK, P., *Modelování turbulentního proudění*. Praha: ČVUT v Praze. [cit. 2020-02-02]. Dostupné z: <http://chps.fsid.cvut.cz/pt/2013/pdf/3509.pdf>
- [10] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily*. 6. vyd. Brno: AVID, 2010. ISBN 978-80-87143155.
- [11] FUSEK, P., *Využití výfukových plynů spalovacích motorů pro zlepšení vlastností motoru*. Brno, 2009. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. František Rasch, 29 s.
- [12] Simulace proudění tekutin pomocí CFD. *CAD.cz* [online]. [cit. 2020-05-14]. Dostupné z: <https://www.cad.cz/strojirenstvi/38-strojirenstvi/3604-simulace-proudeni-tekutin-pomoci-cfd.html>
- [13] [online]. [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: <https://fetchcfcd.com/view-project/34-Aerodynamics-car-2-by-Dio-Rhapsody>
- [14] HAŠEK, P., *Tabulky pro tepelnou techniku*. 2. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1980, 247 s.
- [15] Ideální plyn. *Wikipedie* [online]. [cit. 2020-05-14]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Ide%C3%A1ln%C3%AD\\_plyn](https://cs.wikipedia.org/wiki/Ide%C3%A1ln%C3%AD_plyn)



- [16] Computational fluid dynamics. *Wikipedie* [online]. [cit. 2020-05-14].  
Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Computational\\_fluid\\_dynamics](https://en.wikipedia.org/wiki/Computational_fluid_dynamics)
- [17] Minimal quantum viscosity from fundamental physical constants. *ScienceAdvances* [online]. [cit. 2020-05-14]. Dostupné z: <https://advances.sciencemag.org/content/6/17/eaba3747>
- [18] Měrná tepelná kapacita. *Wikipedie* [online]. [cit. 2020-05-14].  
Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/M%C4%9Brn%C3%A1\\_tepeln%C3%A1\\_kapacita](https://cs.wikipedia.org/wiki/M%C4%9Brn%C3%A1_tepeln%C3%A1_kapacita)
- [19] Tepelná vodivost. *Wikipedie* [online]. [cit. 2020-05-14].  
Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Tepeln%C3%A1\\_vodivost](https://cs.wikipedia.org/wiki/Tepeln%C3%A1_vodivost)
- [20] *MDH-Motors: EGR system diagram* [online]. [cit. 2020-05-14]. Dostupné z: <https://mdhmotors.com/basic-knowledge-of-emissions-ignition-systems/egr-system-diagram/>
- [21] *AGCO: How does an EGR valve work* [online]. [cit. 2020-05-14].  
Dostupné z: [http://www.agcoauto.com/content/news/p2\\_articleid/207](http://www.agcoauto.com/content/news/p2_articleid/207)

## **11. Seznam příloh**

A – Powerpoint: Zaznamy\_animaci\_priloha\_A.pptx

B – Excel: Numericke\_vypocty\_vyhodnoceni\_priloha\_B.xlsx

C – Word: Vysledky\_kontury\_velikosti\_rychlosti\_priloha\_C.docx